

INSTALAȚII FRIGORIFICE

Teorie și programe pentru instruire

Versiune disponibilă pe internet: *www.termo.utcluj.ro/if*

Cuprins:

1. NOȚIUNI INTRODUCTIVE.....	5
1.1 Obiectul cursului	5
1.2 Scurt istoric.....	6
1.3 Domenii de utilizare a temperaturilor scăzute.....	6
1.4 Principiul de funcționare a instalațiilor frigorifice	7
1.5 Părțile componente ale instalațiilor frigorifice	12
1.6 Comparatie între instalațiile frigorifice și pompele de căldură	14
2. AGENȚI FRIGORIFICI	16
2.1 Considerații generale	16
2.2 Tipuri de agenți frigorifici	17
3. DIAGrame TERMODINAMICE ALE AGENȚILOR FRIGORIFICI.....	20
3.1 Noțiuni introductive.....	20
3.2 Diagrama T-s a vaporilor.....	21
3.3 Diagrama h-s a vaporilor	22
3.4 Diagrama lgp-h a vaporilor	23
4. CICLURI TERMODINAMICE INVERSATE REVERSIBILE	24
4.1 Ciclul Carnot inversat reversibil.....	24
4.2 Cicluri inversate reversibile cu temperaturi variabile ale surselor de căldură.....	26
5. MAȘINI FRIGORIFICE ÎNTR-O TREAPTĂ DE COMPRIMARE	30
5.1 Ciclul ideal.....	30
5.2 Ciclul teoretic în domeniul de vapori umezi	31
5.3 Ciclul teoretic cu comprimare în domeniul de vapori supraîncălziți	33
5.4 Ciclul real	38
5.5 Ciclul teoretic ameliorat prin subrăcire cu apă.....	40
5.6 Ciclul teoretic ameliorat prin subrăcire internă (regenerarea).....	42

6. MAȘINI FRIGORIFICE ÎN DOUĂ TREPTE DE COMPRIMARE	46
6.1 Necesitatea utilizării a două trepte de comprimare	46
6.2 Răcirea intermediară.....	46
6.2.1 Răcirea intermediară cu apă.....	47
6.2.2 Răcirea intermediară cu agent frigorific	48
6.3 Avantaje și dezavantaje ale comprimării în două trepte.....	52
6.4 Determinarea presiunii intermediare optime	52
6.5 Instalația cu o laminare și răcire intermediară completă	53
6.6 Instalația cu două laminări și răcire intermediară completă.....	56
6.7 Instalația cu subrăcire avansată și răcire intermediară completă.....	58
6.8 Instalația cu subrăcire avansată și răcire intermediară incompletă.....	61
6.9 Instalația cu două nivele diferite de temperatură scăzută.....	63
6.10 Instalația cu două nivele de temperatură scăzută apropiate ca valoare	65
6.11 Instalații în două trepte cu freoni.....	67
7. SOFTWARE PENTRU INSTRUIRE.....	71
7.1 Programul FRIG M.....	71
7.2 Programul FRIGO STAR.....	80
7.3 Programul DEPOZIT.....	86
7.4 Instruire de tip multimedia. Răcirea în condiționarea aerului	93
7.5 Programul FRIGODEP.....	94
8. TERMINOLOGIE UTILIZATĂ ÎN TEHNICA FRIGULUI.....	95
BIBLIOGRAFIE.....	101

1. NOȚIUNI INTRODUCTIVE

1.1 Obiectul cursului

Cursul "*Instalații frigorifice. Teorie și programe pentru instruire*", abordează din punct de vedere funcțional, energetic și constructiv, două tipuri de instalații termice, care *funcționează după același tip de cicluri termodinamice* și anume instalațiile frigorifice și pompele de căldură. Diferențele dintre aceste instalații nu sunt de natură funcțională, ci constau numai în nivelurile de temperatură între care se lucrează. Din acest motiv, cele mai multe probleme sunt abordate din punctul de vedere al instalațiilor frigorifice, iar concluziile pot să fie extrapolate și la pompele de căldură.

Aceste tipuri de echipamente se încadrează la ora actuală în categoria celor mai răspândite. Se întâlnesc în apartamente, birouri, hoteluri, restaurante sau spații publice, se utilizează pentru păstrarea produselor alimentare și condiționarea aerului, în industria alimentară, pentru realizarea unor procese tehnologice, sau pentru depozitarea produselor, în industria chimică, pentru asigurarea condițiilor de desfășurare a unor reacții, în industria constructoare de mașini, în medicină, farmaceutică și în multe alte domenii.

În principiu, toate *noțiunile sunt abordate de la simplu la complex*, iar pentru o bună înțelegere s-a apelat acolo unde a fost cazul, la *exemple numerice*.

Sunt incluse *elemente de instruire asistată de calculator*, prin descrierea unui program original de prezentare termodinamică animată a proceselor de lucru și de calcul a ciclurilor frigorifice, program pentru calculatoare de tip IBM-PC și a unor alte programe utilizate pentru instruire în tehnica frigului la Universitatea tehnică. Unele dintre aceste programe sunt realizate de autor singur sau cu ajutorul studenților în cadrul proiectelor de absolvire ale acestora, iar pentru alte programe au fost achiziționate licențe de utilizare.

Cele mai importante *aspecte practice* de comportare în exploatare a acestor tipuri de echipamente sunt abordate detaliat în numeroase paragrafe.

Pentru *proiectarea din punct de vedere termic și constructiv* a aparatelor componente ale acestor instalații sunt prezentate numeroase *elemente de calcul și soluții pentru automatizarea funcționării* acestor instalații.

Din punct de vedere bibliografic, acest curs se referă atât la literatura națională de specialitate cât și la numeroase lucrări recente din străinătate, studiate în biblioteci europene, sau achiziționate în cadrul unor programe de cooperare și finanțare internațională a învățământului tehnic superior din Cluj-Napoca.

1.2 Scurt istoric

Efectele frigului asupra omului și asupra produselor alimentare a fost constatat din cele mai vechi timpuri. Încă din antichitate, în zonele cu climă caldă, s-au utilizat zăpada și gheața din munți pentru "condiționarea aerului" și pentru păstrarea alimentelor.

Aplicațiile frigului, ca metodă de conservare, datează din timpuri imemorabile. Eficiența frigului din acest punct de vedere a fost demonstrată prin descoperirea în zonele frigului veșnic, a unor corpuri de animale (mamuți) perfect conservate pe durata a mii de ani.

În secolul XVIII se cunoșteau deja circa 10-15 amestecuri pentru scăderea temperaturii. Ca exemplu clorura de calciu (CaCl_2) în amestecată cu zăpadă permite scăderea temperaturii până la $-32,8^\circ\text{C}$.

Producerea *frigului artificial* a început relativ recent și câteva dintre cele mai importante repere cronologice pot fi considerate următoarele:

- 1748 *William Cullen* de la Universitatea din Glasgow, Scoția, realizează prima demonstrație de producere a frigului artificial, prin evaporarea unui agent termodinamic în vid parțial (sub depresiune);
- 1805 *Oliver Evans* din Philadelphia, statul Pennsylvania, S.U.A., realizează un sistem de răcire în circuit închis, prin comprimare de vapori;
- 1844 *John Gorrie* din Florida, S.U.A., descrie într-o lucrare mașina produsă de el pentru producerea de gheață și aer rece necesare spitalului său. Această mașină poate să fie considerată prima din lume destinată răcirii și producerii aerului condiționat;
- 1859 *Ferdinand Carré* din Franța, realizează prima mașină din Europa, destinată producerii de gheață, funcționând însă pe un alt principiu, cel al absorbției;
- În a doua jumătate a secolului XIX, producția frigului artificial este caracterizată de un avânt deosebit. Astfel, în această perioadă se instalează primele instalații frigorifice pe nave, aceste echipamente fiind destinate transportului de carne din Australia și Argentina, spre Europa. Probabil, marinarii acestor nave au fost primii oameni care au consumat carne congelată;
- 1929 *Clarence Birdeye* din S.U.A., realizează pentru prima dată congelarea de produse perisabile;
- După al doilea război mondial se extinde mult industria conservării prin frig, apar numeroase utilaje și procedee noi.

1.3 Domenii de utilizare a temperaturilor scăzute

Tehnica frigului analizează fenomene și procese care au loc între cca. $+100^\circ\text{C}$ și 0K ($-273,15^\circ\text{C}$), stabilește procedee de calcul și soluții constructive pentru realizarea unei game de mașini și instalații care lucrează într-un domeniu larg de temperaturi:

- ($+40 \dots +100^\circ\text{C}$) – pompe de căldură;
- ($\pm 0 \dots +5^\circ\text{C}$) – instalații de climatizare și condiționarea aerului;
- ($-200 \dots \pm 0^\circ\text{C}$) – instalații în domeniul frigului industrial:
 - în industria chimică, de exemplu, domeniul acoperă inclusiv procesele de lichefiere a aerului și separare a unora din componentele sale;
 - în industria alimentară, există aplicații până la temperaturi de cca. -30°C .
- ($0\text{K} \dots -200^\circ\text{C}$) – criogenie sau frig adânc:
 - limita superioară de la care se consideră că începe domeniul criogeniei nu este precis definită, dar diferiți autori consideră această limită ca fiind:
 - $77\text{K} = -196^\circ\text{C}$ – temperatura de fierbere a azotului;
 - $80\text{K} = -193^\circ\text{C}$ – temperatura de fierbere a aerului;
 - $120\text{K} = -153^\circ\text{C}$ – temperatura de fierbere a metanului.

Una dintre cele mai scăzute temperaturi realizate artificial pe Pământ, a fost realizată în 1967 la "Naval Research Laboratory", având o valoare sub 10^{-6}K .

Cea mai mare producție de frig, corespunde frigului industrial, iar între cei mai importanți consumatori de frig sunt:

- *Industria chimică*, iar acesteia îi corespund cele mai mari debite de frig, la parametri riguroși constanți, pentru:
 - evacuarea căldurilor de amestec și de reacție;
 - separarea unor săruri din soluții lichide;
 - lichefierea unor gaze etc.;
- *Industria alimentară*, care necesită temperaturi scăzute:
 - în rețeaua comercială;
 - în depozite de produse alimentare;
 - în procese tehnologice;
- *Industria extractivă*, unde frigul se utilizează pentru înghețarea solului în vederea executării unor galerii;
- *Industria constructoare de mașini*, pentru tratamente termice, asamblări prin fretaj, prelucrări pretențioase prin aşchiere etc.;
- *Construcții*, în vederea înghețării solului, răcirii componentelor betonului înainte de turnare, etc.;
- *Laboratoare de cercetări*, pentru studiul comportării unor materiale sau utilaje în condiții de temperatură scăzută.

1.4 Principiul de funcționare a instalațiilor frigorifice

Instalațiile frigorifice și pompele de căldură, sunt mașini termice care au rolul de a prelua căldura de la un mediu având temperatura mai scăzută și de a o ceda unui mediu având temperatura mai ridicată, așa cum se observă și pe schema energetică din figura 1.1. Acesta poate să fie considerat cel mai simplu model de instalație frigorifică, deoarece nu conține nici un element de natură constructivă. Din acest punct de vedere

poate să fie asimilat cu o "cutie neagră", a cărei funcționare va fi analizată în continuare și care urmează să fie deschisă pentru a i se studia componența și a i se releva secretele de proiectare, exploatare și automatizare.

Mediul cu temperatura mai scăzută, de la care se preia căldură este denumit *sursa rece*, iar mediul cu temperatura mai ridicată, căruia i se cedează căldură, este denumit *sursa caldă*. Este cunoscut că având capacitate termică infinită, *temperaturile surselor de căldură rămân constante* chiar dacă acestea schimbă căldură.

Fluxul de căldură absorbită de la sursa rece a fost notat cu $\dot{Q}_0$, iar fluxul de căldură cedată sursei calde, a fost notat cu $\dot{Q}_k$. Conform principiului doi al termodinamicii, pentru transportul căldurii, în condițiile prezentate, este necesar și un consum de energie, notat cu P .

În cazul instalațiilor frigorifice, sursa rece se găsește sub temperatura mediului ambiant, iar procesul de coborâre a temperaturii sub această valoare, este denumit *răcire artificială*.

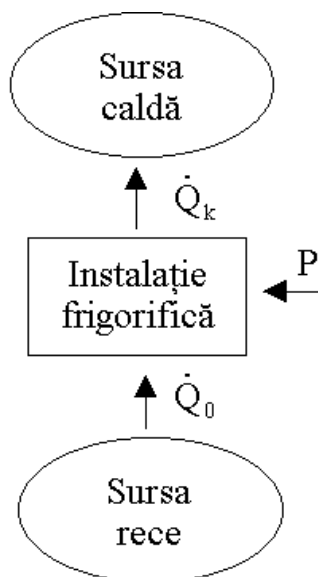


Fig. 1.1 Schema energetică a instalațiilor frigorifice și a pompelor de căldură

Agentul de lucru, care evoluează în aceste instalații, este denumit agent frigorific.

Pentru a putea să preia căldură de la sursa rece, agentul frigorific trebuie să aibă temperatura mai mică decât aceasta.

În timpul preluării de căldură de la sursa rece, agentul frigorific se poate comporta în două moduri diferite:

- se poate încălzi mărimându-și temperatura;
- poate să-și mențină temperatura constantă.

Cele două posibile variații de temperatură (t) a agentului de lucru, de-a lungul suprafețelor de schimb de căldură (S), sunt prezentate în figurile 1.2 și 1.3. Cu t_r a fost notată temperatura sursei reci, iar săgețile reprezintă sensul transferului termic (de la sursa rece la agentul frigorific).

Este evident că menținerea constantă a temperaturii agentului frigorific în timpul preluării de căldură, este posibilă numai în condițiile în care se produce transformarea stării de agregare și anume *vaporizarea*.

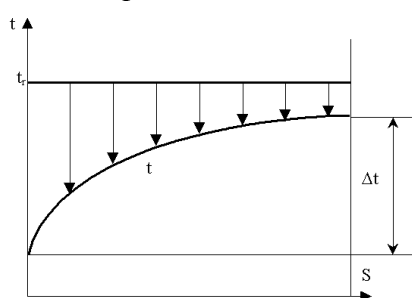


Fig. 1.2 Încălzirea agentului de lucru în timpul preluării de căldură

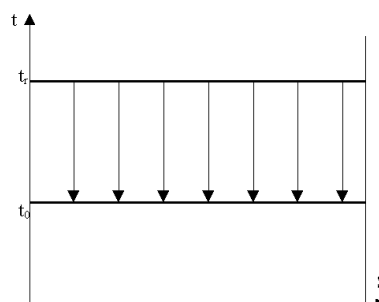


Fig. 1.3 Absorbția de căldură de la sursa rece, cu menținerea constantă a temperaturii

Relațiile pentru calculul căldurii absorbite (Q_0) în cele două situații sunt:

$$Q_0 = m_1 \cdot c_p \cdot \Delta t \quad [\text{kJ}] \quad (1.1)$$

pentru cazul fără schimbarea stării de agregare, unde $m_1[\text{kg}]$ este cantitatea de agent de lucru care se încălzește, $c_p[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}]$ este căldura specifică, iar $\Delta t[\text{K}]$ este variația temperaturii agentului frigorific între stările de ieșire și intrare, în contact termic cu sursa rece, respectiv:

$$Q_0 = m_2 \cdot r \quad [\text{kJ}] \quad (1.2)$$

pentru cazul cu schimbarea stării de agregare, unde $m_2[\text{kg}]$ este cantitatea de agent de lucru care vaporizează, iar $r[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$ este căldura latentă de vaporizare a agentului frigorific, la temperatura de vaporizare t_0 .

Pentru a se realiza un transfer termic eficient, Δt este limitat la cel mult câteva grade. Schimbul de căldură la diferențe finite de temperatură este însoțit de ireversibilități de natură internă și cu cât diferențele de temperatură sunt mai mari, cu atât transferul termic este mai puțin eficient. Din această perspectivă este preferabilă varianta cu schimbarea stării de agregare, careia îi corespunde o temperatură constantă a agentului frigorific și o diferență de temperatură constantă, care poate să fie micșorată prin soluții tehnologice. În varianta fără schimbarea stării de agregare, pentru a absorbi mai multă căldură, este nevoie de o încălzire mai pronunțată a agentului frigorific, însoțită și de creșterea diferenței medii de temperatură, față de sursa rece, deci de un caracter ireversibil mai accentuat. În aceste condiții, pentru orice substanță $r \gg c_p \Delta t$. Comparând relațiile (1.1) și (1.2) apare evident că pentru a absorbi aceeași căldură Q_0 , fără schimbarea stării de agregare este necesară o cantitate mult mai mare de agent frigorific, decât în cazul cu schimbarea stării de agregare, deci $m_1 \gg m_2$. Acesta este al doilea motiv pentru care este preferabilă varianta cu schimbarea stării de agregare.

Dacă se consideră cazul funcționării continue a acestor tipuri de instalații, mărimea caracteristică pentru intensitatea transferului termic nu mai este căldura, ci *fluxul termic* absorbit de agentul frigorific de la sursa rece, sau sarcina termică a vaporizatorului, mărime notată cu $\dot{Q}_0$. Această mărime este denumită și *putere termică*, iar în cazul instalațiilor frigorifice *putere frigorifică*. Pentru a rescrie relațiile (1.1) și (1.2), folosind această mărime, cantitățile de agent frigorific, m_1 și m_2 , trebuie să fie înlocuite cu *debitele masice*, notate cu $\dot{m}_1$ respectiv $\dot{m}_2$. Dacă se împart cele două relații la timp, se obține:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_1 \cdot c_p \cdot \Delta t \quad [\text{kW}] \quad (1.3)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_2 \cdot r \quad [\text{kW}] \quad (1.4)$$

În această situație, transferul termic dintre sursa rece și agentul frigorific, în condițiile vaporizării celui din urmă, este caracterizat prin debite masice mult mai reduse decât în absența schimbării stării de agregare.

Pentru a putea să cedeze căldură sursei calde, agentul frigorific trebuie să aibă temperatura mai mare decât aceasta.

În timpul cedării de căldură către sursa caldă, agentul frigorific se poate comporta, ca și în cazul interacțiunii termice cu sursa rece, în aceleași două moduri diferite:

- se poate răci micșorându-și temperatura;
- poate să-și mențină temperatura constantă.

Cele două posibile variații de temperatură (t) a agentului de lucru, de-a lungul suprafețelor de schimb de căldură (S), sunt prezentate în figurile 1.4 și 1.5. Cu t_c a fost notată temperatura sursei calde, iar săgețile reprezintă sensul transferului termic (de la agentul frigorific spre sursa rece).

Este evident că menținerea constantă a temperaturii agentului frigorific în timpul cedării de căldură, este posibilă numai în condițiile în care se produce transformarea stării de agregare și anume *condensarea*.

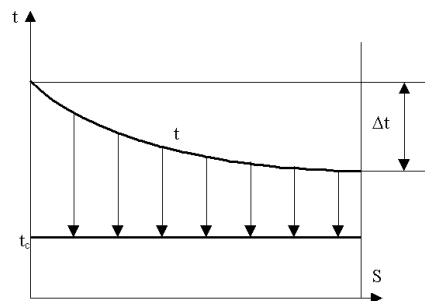


Fig. 1.4 Răcirea agentului de lucru în timpul cedării de căldură

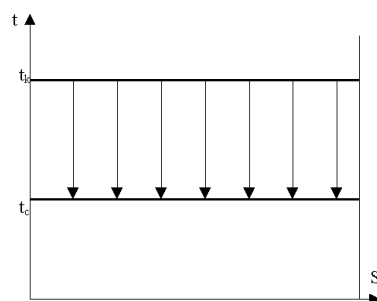


Fig. 1.5 Cedarea de căldură spre sursa caldă, cu menținerea constantă a temperaturii

Relațiile pentru calculul căldurii cedate (Q_k) în cele două situații sunt:

$$Q_k = m_1 \cdot c_p \cdot \Delta t \quad [\text{kJ}] \quad (1.5)$$

pentru cazul fără schimbarea stării de agregare, unde $m_1[\text{kg}]$ este cantitatea de agent de lucru care se răcește, $c_p[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}]$ este căldura specifică, iar $\Delta t[\text{K}]$ este variația temperaturii agentului frigorific între stările de intrare și ieșire, în contact termic cu sursa caldă, respectiv:

$$Q_k = m_2 \cdot r \quad [\text{kJ}] \quad (1.6)$$

pentru cazul cu schimbarea stării de agregare, unde $m_2[\text{kg}]$ este cantitatea de agent de lucru care condensează, iar $r[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$ este căldura latentă de condensare a agentului frigorific la temperatura de condensare t_k , egală cu căldura latentă de vaporizare la aceeași temperatură.

Din aceleași considerente menționate la schimbul de căldură prin vaporizare în contact termic cu sursa rece, pentru a avea un transfer termic eficient cu sursa caldă, Δt este limitat tot la cel mult câteva grade. Din nou *este preferabilă varianta cu schimbarea stării de agregare*. Același raționament aplicat în situația preluării de căldură de la sursa rece, evidențiază și pentru cazul contactului termic cu sursa caldă, că este necesară o cantitate mai mică de agent frigorific în varianta cu schimbarea stării de agregare, motiv pentru care iarăși *este preferabilă varianta cu schimbarea stării de agregare*.

Pentru cazul funcționării continue a acestor tipuri de instalații, utilizând *fluxul termic* cedat de agentul frigorific sursei calde, sarcina termică, sau puterea termică a condensatorului, mărime notată cu $\dot{Q}_k$ și *debitele masice*, notate tot cu $\dot{m}_1$ respectiv $\dot{m}_2$, împărțind relațiile (1.5) și (1.6) la timp, se obține:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_1 \cdot c_p \cdot \Delta t \quad [\text{kW}] \quad (1.7)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_2 \cdot r \quad [\text{kW}] \quad (1.8)$$

Din nou transferul termic dintre sursa de căldură și agentul frigorific, în condițiile schimbării stării de agregare, este caracterizat prin debite masice mult mai reduse decât în absența acesteia.

Acest aspect are implicații importante asupra întregii instalații. Debite mai reduse înseamnă consumuri de energie mai reduse pentru vehicularea agentului de lucru, diametre mai reduse pentru conducte, respectiv elemente geometrice mai reduse din punct de vedere dimensional, pentru schimbătoarele de căldură.

Din motivele prezentate anterior, în majoritatea covârșitoare a instalațiilor frigorifice și a pompelor de căldură, *este preferat transferul termic între agentul de lucru și sursele de căldură, prin schimbarea stării de agregare*.

Cele două aparate ale instalației frigorifice, sau pompei de căldură, aflate în contact cu sursele de căldură, sunt unele dintre cele mai importante părți ale acestor instalații și se numesc, vaporizator (notat cu V) și condensator (notat cu K).

Din punct de vedere al instalațiilor frigorifice, efectul util sau *frigul artificial*, este realizat în vaporizator, prin preluare de căldură de la sursa rece. Din punct de vedere al pompelor de căldură, efectul util se realizează în condensator, prin cedare de căldură sursei calde.

Conform principiului doi al termodinamicii, căldura nu poate să treacă de la sine, de la o temperatură mai scăzută (sursa rece) la una mai înaltă (sursa caldă), fără un consum de energie (mecanică sau de altă natură) din exterior.

Energia consumată din exterior, pentru funcționarea instalației, este o putere mecanică sau termică, a fost notată pe figura 1.1 cu P și se măsoară în [kW].

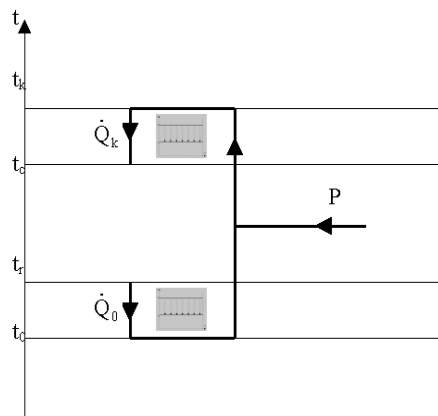


Fig. 1.6 Schema fluxurilor energetice din instalațiile frigorifice și pompele de căldură

Dacă se efectuează un bilanț energetic pentru instalațiile frigorifice, sau pompele de căldură, respectiv dacă se aplică principiul întâi al termodinamicii, se observă că suma dintre energiile introduse în sistem, adică sarcina termică a vaporizatorului $\dot{Q}_0$ și puterea P , este egală cu energia evacuată din sistem și anume sarcina termică a condensatorului $\dot{Q}_k$. Matematic acest lucru se poate scrie sub forma:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P \quad [\text{kW}] \quad (1.9)$$

Temperaturii t_0 la care vaporizează agentul frigorific, denumită *temperatură de vaporizare*, îi corespunde o presiune de saturație unică, notată p_0 și denumită *presiune de vaporizare*.

Analog, temperaturii la care condensează agentul frigorific, denumită *temperatură de condensare*, îi corespunde o presiune de saturație unică, notată p_k și denumită *presiune de condensare*.

În figura 1.3 se observă că deoarece agentul frigorific are în orice punct al vaporizatorului temperatura mai mică decât temperatura sursei reci, atunci $t_0 < t_r$. Analog, în figura 1.5 se observă că deoarece agentul frigorific are în orice punct al condensatorului temperatura mai mare decât temperatura sursei calde, atunci $t_k > t_c$. Pentru că temperaturile surselor de căldură sunt în relația evidentă $t_c > t_r$, rezultă clar că temperatura de condensare este mai mare decât temperatura de vaporizare ($t_k > t_0$), deci este evident că și $p_k > p_0$. Valorile celor două presiuni vor fi asigurate de celelalte aparate ale acestor instalații.

Ținând seama de nivelul de temperatură la care se schimbă energie între agentul frigorific și sursele de căldură, se poate reprezenta, ca în figura 1.6, o schemă a fluxurilor energetice din instalațiile frigorifice și pompele de căldură.

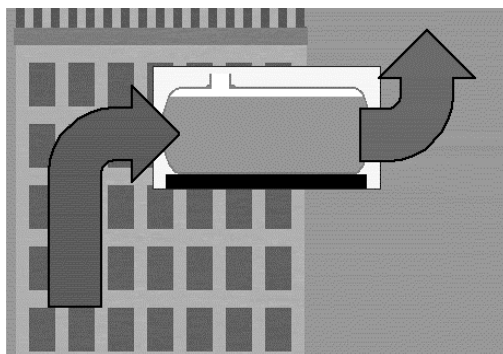


Fig. 1.7 Vaporizarea și condensarea

Ca o aplicație a celor prezentate anterior, se poate arăta că vaporizarea se realizează în scopul preluării de căldură de către agentul de lucru aflat inițial în stare lichidă și la sfârșit în stare de vapor, iar condensarea se realizează în scopul evacuării de căldură de către agentul de lucru aflat inițial în stare de vapor și la sfârșit în stare lichidă. Acest aspect este ilustrat și în figura 1.7.

1.5 Părțile componente ale instalațiilor frigorifice

S-a arătat anterior că presiunea de condensare are o valoare mai ridicată decât cea de vaporizare ($p_k > p_0$), deci în instalațiile de acest tip, se consumă energie pentru creșterea presiunii vaporilor furnizați de *vaporizator*, unde s-au format preluând căldură de la sursa rece, până la presiunea din *condensator*, unde vor ceda căldură sursei calde.

Acest proces se poate realiza într-o mașină denumită *compresor*, având tocmai rolul de a comprima vaporii sau gaze, bineînțeles cu ajutorul unui consum de energie mecanică. Există și alte soluții tehnice pentru realizarea comprimării vaporilor în instalații frigorifice sau pompe de căldură, utilizând însă energie termică în locul celei mecanice.

Dacă vaporizatorul și condensatorul sunt schimbătoare de căldură și prezintă o suprafață de transfer termic pentru asigurarea interfeței dintre agentul frigorific și sursele de căldură, compresorul este o mașină mai complexă din punct de vedere constructiv, cu piston în interiorul unui cilindru, cu șurub, cu lamele culisante într-un rotor montat excentric față de stator, sau având alte construcții. În toate aceste situații, comprimarea se realizează prin micșorarea volumului agentului de lucru antrenat. Există și turbocompresoare, acestea având funcționarea bazată pe legile gazodinamicii. Puterea necesară din exterior, pentru desfășurarea procesului, numită *putere de comprimare*, se notează cu P_c [kW].

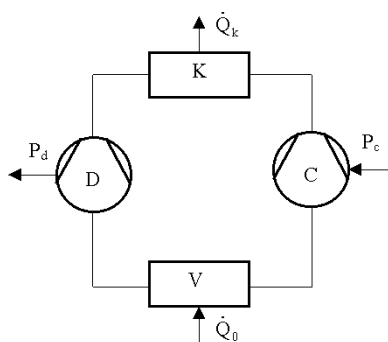
După comprimare, vaporii de agent frigorific cedează căldură în condensator, sursei reci și așa cum s-a arătat condensează, la valoarea p_k a presiunii, deci la sfârșitul procesului părăsesc aparatul schimbător de căldură în stare lichidă. Condensul, pentru a reveni în vaporizator trebuie să-și micșoreze presiunea până la valoarea p_0 .

Din punct de vedere energetic, destinderea se realizează cel mai eficient într-o mașină numită *detentor*. Aceasta are avantajul că produce energie mecanică, respectiv putere, capabilă să compenseze o parte din consumul necesar pentru antrenarea compresorului. Din punct de vedere constructiv, detentorul este fie o mașină cu piston într-un cilindru, fie una de tip rotativ, cu circulația radială sau axială a agentului frigorific. Indiferent de construcție, agentul de lucru cedează pistonului sau rotorului o parte din energia sa potențială de presiune

și astfel se destinde până la presiunea de vaporizare. Puterea furnizată în timpul destinderii, numită *putere de destindere*, se notează cu P_d [kW].

Agentul frigorific la p_0 , în stare lichidă, intră în vaporizator, unde absoarbe căldură de la sursa rece, vaporizează și apoi pătrunde în compresor, iar în continuare funcționarea instalației se realizează prin parcurgerea în continuare a celor patru aparate. Procesele de lucru care se desfășoară în acestea, respectiv vaporizare, comprimare, condensare și destindere, alcătuiesc împreună *ciclul termodinamic inversat*, după care funcționează instalațiile frigorifice și pompele de căldură.

În consecință, instalațiile frigorifice și pompele de căldură au în componență cel puțin patru elemente componente: vaporizator (V), compresor (C), condensator (K) și detentor (D), iar cea mai simplă schemă constructivă a instalațiilor de acest tip poate să fie reprezentată ca în figura 1.8.



De cele mai multe ori, sursa rece, sau mediul răcit de vaporizator, este reprezentată de aerul din jurul acestui schimbător de căldură, de apă, sau de alte lichide, denumite generic agenți intermediari. Practic agentul frigorific vaporizează absorbind căldură de la aceste substanțe.

Pentru condensator, sursa caldă, sau mediul încălzit, este reprezentat de aerul din mediul ambiant, de apă, sau simultan de apă și aer. Acestea, prin suprafața de schimb de căldură, preiau de la agentul frigorific toată căldura latentă de condensare. În practică, de multe ori se spune că apa sau aerul sunt agenții de răcire ai condensatoarelor.

Atât pentru vaporizator cât și pentru condensator, există numeroase tipuri și variante constructive, care vor fi studiate ulterior.

Energia, sau puterea (P) necesară din exterior pentru funcționarea acestor instalații, este reprezentată de diferența dintre puterea de comprimare (P_c) și puterea de destindere (P_d), deci:

$$P = P_c - P_d \quad [\text{kW}] \quad (1.10)$$

Ținând seama de relația (1.10), ecuația de bilanț energetic (1.9) rămâne valabilă.

Din punct de vedere al analizelor energetice, pentru a elimina dependența de cantitatea de substanță, respectiv de debitul masic al agentului de lucru din instalație, vor fi considerate schimburile energetice specifice, adică raportate la un kilogram de substanță. Acestea sunt:

- puterea frigorifică specifică:

$$q_0 = \dot{Q}_0 / \dot{m} \quad [\text{kJ kg}^{-1}]; \quad (1.11)$$

- lucrul mecanic specific de comprimare:

$$l_c = P_c / \dot{m} \quad [\text{kJ kg}^{-1}]; \quad (1.12)$$

- sarcina termică specifică a condensatorului:

$$q_k = \dot{Q}_k / \dot{m} \quad [\text{kJ kg}^{-1}]; \quad (1.13)$$

- lucrul mecanic specific de destindere:

$$l_d = P_d / \dot{m} \quad [\text{kJ kg}^{-1}]. \quad (1.14)$$

1.6 Comparație între instalațiile frigorifice și pompele de căldură

Din punct de vedere principal, ciclul termodinamic inversat după care funcționează cele două tipuri de instalații, este identic. *Ceea ce diferă este numai nivelul de temperatură la care se găsesc sursele de căldură*, față de temperatura mediului ambiant, notată cu t_a [°C], respectiv T_a [K].

Pentru a simplifica analiza comparativă a ciclurilor acestor instalații, se consideră că între sursele de căldură și agentul frigorific, *schimbul de căldură se desfășoară în condiții ideale*, adică la diferențe infinite mici de temperatură. Acest tip de transfer termic presupune *suprafețe infinite de mari* pentru transmiterea căldurii și o *durată infinite de mare*, ceea ce nu se poate întâlni în realitate. Din punct de vedere teoretic, aceste ipoteze au însă avantajul că simplifică mult analiza ciclurilor termodinamice. În aceste condiții temperatura sursei reci poate să fie considerată egală cu temperatura de vaporizare a agentului frigorific, iar temperatura sursei calde poate să fie considerată egală cu temperatura de condensare.

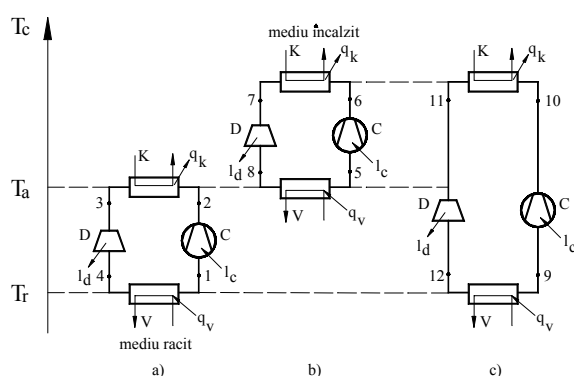


Fig. 1.9 Scheme de instalații funcționând după cicluri termodinamice inversate: a) Instalație frigorifică; b) Instalație de pompă de căldură; c) Instalație combinată.

În figura 1.9, sunt prezentate trei scheme de instalații funcționând după cicluri termodinamice inversate:

- *Instalațiile frigorifice*, au temperatura sursei reci $t_r[^\circ\text{C}]$ sau $T_r[\text{K}]$, egală cu temperatura de vaporizare $t_0[^\circ\text{C}]$ sau $T_0[\text{K}]$, mai mică decât temperatura mediului ambiant $t_a[^\circ\text{C}]$ sau $T_a[\text{K}]$. În această situație particulară, sursa rece mai este denumită și *mediu răcit*. Rolul acestor instalații este de a prelua căldură de la mediul răcit, în scopul răcirii sau menținerii unei temperaturi scăzute a acestuia. Căldura absorbită Q_0 , sau puterea frigorifică absorbită $\dot{Q}_0$, reprezintă efectul util al acestor instalații. Sursa caldă, în cazul instalațiilor frigorifice este reprezentată de mediul ambiant. Ciclul de lucru este reprezentat prin stările 1,2,3,4.
- *Instalațiile de pompă de căldură*, au temperatura sursei calde $t_c[^\circ\text{C}]$ sau $T_c[\text{K}]$, egală cu temperatura de condensare $t_k[^\circ\text{C}]$ sau $T_k[\text{K}]$, mai mare decât temperatura mediului ambiant $t_a[^\circ\text{C}]$ sau $T_a[\text{K}]$. În această situație particulară, sursa caldă mai este denumită și *mediu încălzit*. Rolul acestor instalații este de a ceda căldură mediului încălzit, în scopul încălzirii sau menținerii unei temperaturi ridicate a acestuia. Căldura cedată Q_k , numită uneori și căldură pompată, sau sarcina termică a condensatorului $\dot{Q}_k$, reprezintă efectul util al acestor instalații. Sursa rece, în cazul pompelor de căldură este reprezentată de mediul ambiant. Ciclul de lucru este reprezentat prin stările 5,6,7,8.
- *Instalațiile combinate*, au temperatura sursei reci, egală cu temperatura de vaporizare, mai mică decât temperatura mediului ambiant, iar temperatura sursei calde, egală cu temperatura de condensare, mai mare decât temperatura mediului ambiant. Rolul acestor instalații este de a absorbi căldură de la mediul răcit și simultan de a ceda căldură mediului încălzit. Aceste echipamente au un dublu efect util, reprezentat evident de sarcinile termice ale vaporizatorului $\dot{Q}_0$ și condensatorului $\dot{Q}_k$. Ciclul de lucru este reprezentat prin stările 9,10,11,12.

2. AGENȚI FRIGORIFICI

2.1 Considerații generale

Agenții termodinamici de lucru din instalațiile frigorifice și pompele de căldură, preiau căldură prin vaporizare și cedează căldură prin condensare, la temperaturi scăzute sau apropiate de ale mediului ambiant, deci trebuie să aibă unele proprietăți particulare, care îi deosebesc de agenții termodinamici din alte tipuri de instalații. Din acest motiv poartă și denumirea de *agenți frigorifici*.

Proprietățile agenților frigorifici sunt impuse de schema și tipul instalației, precum și de nivelurile de temperatură ale celor două surse de căldură. Câteva dintre aceste proprietăți sunt următoarele:

- *presiunea de vaporizare* trebuie să fie apropiată de presiunea atmosferică și ușor superioară acesteia, pentru a nu apare vidul în instalație;
- *presiunea de condensare* trebuie să fie cât mai redusă, pentru a nu apare pierderi de agent frigorific și pentru a se realiza consumuri energetice mici în procesele de comprimare impuse de funcționarea acestor instalații;
- *căldura preluată* de un kilogram de agent, prin vaporizare, trebuie să fie cât mai mare, pentru a se asigura debite masice reduse;
- *căldura specifică în stare lichidă* trebuie să fie cât mai mică, pentru a nu apare pierderi mari prin ireversibilități interne, în procesele de laminare adiabatică;
- *volumul specific al vaporilor* trebuie să fie cât mai redus, pentru a se obține dimensiuni de gabarit reduse, ale compresoarelor;
- *să nu prezinte pericol de inflamabilitate, explozie și toxicitate*;
- *să nu fie poluanți* (este cunoscut faptul că unii agenți frigorifici clasici și anume câteva tipuri de freoni, contribuie la distrugerea stratului de ozon al stratosferei terestre).

Pentru a nu se utiliza denumirile chimice complicate ale acestor substanțe, agenții frigorifici au fost denumiți freoni, sunt simbolizați prin majuscula R, (de la denumirea în limba engleză - Refrigerant) și li s-a asociat un număr care depinde de compoziția chimică. Unii dintre cei mai utilizați agenți frigorifici sunt prezentați în tabelul 2.1, împreună cu temperatura normală de vaporizare și indicele transformării adiabatice.

Tabel 2.1 Principalii agenți frigorifici

Denumirea	Temperatura normală de vaporizare [°C]	k [-]
Amoniac (R717)	- 33,35	1,30
R12	- 29,80	1,14
R22	- 40,84	1,16
Clorură de metil	- 23,74	1,20
R502	- 45,60	-
CO ₂	- 78,52	1,30
R134a	- 26,42	1,14

Se observă că acești agenți au proprietatea de a fierbe la temperaturi scăzute, putând deci să absoarbă căldură la temperaturi mai mici decât ale mediului ambiant.

Istoricul fluidelor frigorifice începe în anul 1834, când americanul *Jacob Perkins* brevetează o mașină frigorifică funcționând prin comprimare mecanică de vapori, utilizând ca agent frigorific *oxidul de etil*. Utilizarea unei asemenea mașini s-a dovedit rapid limitată de nivelul ridicat de inflamabilitate al acestui agent.

În 1876 *Carl von Linde*, datorită utilizării *amoniacului* ca agent frigorific, permite adevărata dezvoltare a instalațiilor frigorifice prin comprimare mecanică de vapori.

În 1880, introducerea unui nou agent frigorific, *anhidrida carbonică*, reprezintă începutul utilizării instalațiilor frigorifice pentru îmbarcarea la bordul navelor a produselor alimentare.

În 1920, prin utilizarea *anhidridei sulfuroase* și a *clorurii de metil*, apar primele mașini frigorifice de uz casnic sau comercial.

Începând din 1930, apar primele *hidrocarburi fluorurate și clorurate (CFC)*. Datorită caracteristicilor foarte interesante din punct de vedere termodinamic și datorită mării lor stabilități atât termice cât și chimice, utilizarea acestora va aduce o ameliorare considerabilă atât a fiabilității cât și a siguranței în funcționare a instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică. Așa se explică de ce în comparație cu amoniacul și clorura de metil, aceste substanțe poartă denumirea de *agenți frigorifici de siguranță*.

În numeroase țări, pe lângă denumirea de freoni, agenții frigorifici pot fi întâlniți și sub diverse denumiri comerciale, care pentru același produs diferă de la țară la țară și de la un producător la altul. R12 de exemplu, este numit Forane 12 (denumirea comercială a Uzinei Kuhlmann din Franța), Flugene 12 (denumirea comercială a firmei Pechine Saint-Gobain din Franța), sau Genetron 12 (denumirea comercială a societății Allied Chemical din S.U.A.). În unele publicații științifice, chiar și denumirea de freoni, pentru desemnarea agenților frigorifici, este considerată comercială.

2.2 Tipuri de agenți frigorifici

La ora actuală numărul foarte mare de agenți frigorifici este datorat și problemei atât de mediatizate și discutate în ultimii ani, a poluării produse de acești freoni. De fapt este vorba de un proces care se produce în stratosfera terestră și care va fi prezentat mult simplificat în continuare.

Sub acțiunea razelor ultraviolete provenite de la soare, din moleculele freonilor se eliberează Cl (clor monoatomic). Acesta reacționează chimic cu ozonul (O₃) care se găsește în stratosferă și rezultă oxigen biatomic O₂ și oxizi de clor. În acest mod, se distruge treptat stratul de ozon al planetei, având un binecunoscut rol protector prin filtrarea radiațiilor ultraviolete, nocive pentru sănătatea umană. Problema este cu atât mai gravă cu cât oxizii de clor rezultați din reacția descrisă, nu sunt stabili și se descompun, eliberând din nou Cl. Se produc astfel reacții în lanț, prin care un singur atom de Cl poate să distrugă un număr impresionant de molecule de O₃. Așa se explică apariția, deocamdată deasupra celor doi poli

ai planetei a așa numitelor găuri în statul de ozon. Fenomenul a fost posibil cu atât mai mult cu cât nu numai freonii, prin atomii de Cl, ci și alte substanțe chimice, în primul rând CO₂, au efecte asemănătoare.

În prezent există în întreaga lume, numeroase instalații de puteri frigorifice mici și mijlocii încărcate cu agenți frigorifici poluanți (în sensul pericolului pentru stratul de ozon), care pun în continuare probleme legate de posibila lor "scăpare" în atmosferă. Totodată se pune problema găsirii unor agenți de substituție care să fie utilizați în instalațiile frigorifice noi.

Agenții frigorifici pot fi împărțiți în trei mari categorii:

- CFC (clorofluorocarburi), freonii clasici, care conțin Cl foarte instabil în moleculă;
- HCFC (hidroclorofluorocarburi), freoni denumiți de tranziție, care conțin în moleculă și hidrogen, iar Cl este mult mai stabil și nu se descompune atât de ușor sub acțiunea radiațiilor ultraviolete;
- HFC (hidrofluorocarburi), considerați freoni de substituție definitivă, care nu conțin de loc în moleculă atomi de Cl.

CFC	HCFC	HFC
 Clor  Fluor  Carbon	 Hidrogen  Clor  Fluor  Carbon	 Hidrogen  Fluor  Carbon

Fig. 2.2 Cele trei tipuri de freoni

CFC	HCFC	HFC
R-11 R-12 R-113 R-114 R-115 R-502	R-22 R-123	R-134a R-125 R-139 HP-62 HP-80

Fig. 2.3 Câteva exemple de freoni uzuali

CFC	HCFC	HFC
R-11 R-12 R-113 R-114 R-115 R-502	Amoniac 	R-134a R-125 R-139 HP-62 HP-80 AZ-50

Fig. 2.4 Amoniacul – agent frigorific natural

În afara celor trei categorii de agenți frigorifici menționate, există și agenți frigorifici naturali, între care amoniacul (NH₃), simbolizat și prin R117, este cel mai important și cel mai utilizat, datorită proprietăților sale termodinamice care îl fac cel mai performant agent frigorific din punct de vedere al transferului termic.

Ca urmare a dovedirii științifice a efectelor nocive asupra stratului de ozon, produse de freoni, comunitatea internațională a luat numeroase măsuri de reducere până la zero a utilizării acestora. De exemplu, în SUA, au fost interzise spray-urile de orice tip, care utilizează ca agent propulsor CFC-urile.

În 1987, *Protocolul de la Montreal*, revizuit în iunie 1990, de *Reuniunea de la Londra*, a înghețat pentru câțiva ani utilizarea CFC-urilor înainte de interdicția definitivă a acestora. Ulterior, în 1992, *Reuniunea sub egida ONU, desfășurată la Copenhaga*, întârzierile programate la Londra, privind utilizarea CFC, au fost reduse. Reglementările internaționale pentru CFC și HCFC, stipulează în prezent următoarele:

Pentru CFC:

- oprirea producției începând din 31.12.1994;
- interzicerea comercializării și utilizării, începând din 1.01.1999, cu o derogare pentru menținerea în funcțiune a instalațiilor existente, până în 31.12.1999.

Pentru HCFC:

- producția este autorizată până în 31.12.2014;
- utilizarea în echipamente noi este interzisă din 1.01.1996 în frigidere, congelatoare, aparate de condiționarea aerului de pe automobile particulare, transport public și rutier și din 1.01.1998 pe trenuri;
- utilizarea este interzisă din 1.01.2000 în echipamente noi ale antrepozitelor frigorifice și începând din 1.01.2001 în toate echipamentele frigorifice și de climatizare (cu unele excepții);
- utilizarea va fi interzisă și pentru menținerea în funcțiune a instalațiilor existente, începând din 1.01.2008.

Agenții utilizați în instalațiile frigorifice, permit obținerea unei plaje foarte largi de temperaturi, de la -20°C până la -100°C , sau chiar mai scăzute în anumite cazuri particulare. Evident, aceste temperaturi nu pot să fie realizate cu un același agent frigorific, pentru fiecare domeniu de temperaturi existând anumiți agenți frigorifici specifici recomandați.

Tabel 2.2 Domenii de utilizare a agenților frigorifici

Utilizare	Agent frigorific	Agenți de tranziție	Agenți considerați definitiv
Aparate casnice	R12	R401A (MP39) R409A (FX56)	R134a R290 (Propan) R600a (Izobutan)
Răcitoare de apă	R11 R12 R114 R22 R117 (NH ₃)	R123 R142b R22	R134a R404A R117 (NH ₃)
Frig comercial (temperaturi pozitive)	R12	R401A (MP39) R409A (FX56) R22	R134a R404A R507A R413A
Frig comercial (temperaturi negative)	R502	R402A (HP80) R408A (FX10) R403B R22	R404A R125 AZ50 – R407B
Frig industrial	R717 (NH ₃) R22	R22	R717 (NH ₃) R404A
Frig adânc	R13B1 R13 R503		ES20 R23 R32
Climatizare	R22 R500	R409B (FX57) R401B (HP66)	R124a R407C Klea 66
Aer condiționat auto	R12 R500	R401C (MP52) R409B (FX57) R401B (HP66)	R134a

Cele mai importante domenii de utilizare a freonilor și agenții de substituție pentru freonii clasici, sunt prezentate în tabelul 2.2.

3. DIAGrame TERMODINAMICE ALE AGENȚILOR FRIGORIFICI

3.1 Noțiuni introductive

Mărimile termodinamice de stare ale vaporilor pot să fie determinate utilizând relații de calcul pentru aceste mărimi, prezentate în cursurile de termotehnică, sau utilizând ecuațiile de stare ale gazelor reale. În practică, pentru marea majoritate a agenților termodinamici utilizați în tehnică, inclusiv pentru agenții frigorifici, valorile parametrilor și ale mărimilor termodinamice de stare, au fost calculate în diferite condiții de presiune și temperatură, fiind prezentate în tabele termodinamice. Asemenea tabele există atât pentru stările de saturație, cât și pentru cele de vapori supraîncălziți, fiind mult mai ușor de utilizat decât relațiile de calcul menționate. Utilizând aceste tabele, pentru aflarea valorilor parametrilor de stare sunt necesare numai operații simple de interpolare, sau calcule aritmetice simple.

O altă metodă rapidă pentru estimarea mărimilor de stare ale vaporilor, este utilizarea diagramelor termodinamice, care permit determinarea acestor mărimi pe cale grafică și în plus au avantajul că permit reprezentarea și studierea ciclurilor termodinamice ale mașinilor, instalațiilor și echipamentelor termice, care funcționează cu vapori, deci inclusiv a instalațiilor frigorifice. Bineînțeles că aceste diagrame au fost trasate utilizând relațiile pentru calculul mărimilor de stare ale vaporilor, menționate anterior, existând asemenea diagrame pentru o mare diversitate de agenți termodinamici.

Pentru agenții frigorifici, cele mai utilizate diagrame termodinamice sunt T-s, h-s și în special lgp-h.

3.2 Diagrama T-s a vaporilor

În figura 3.1 este reprezentată diagrama T-s a vaporilor, având avantajul că permite evaluarea cantității de căldură schimbate în transformările termodinamice, prin planimetrarea ariilor de sub curbele transformărilor termodinamice.

Pentru toate substanțele, alura curbei de lichid saturat, este asemănătoare cu cea

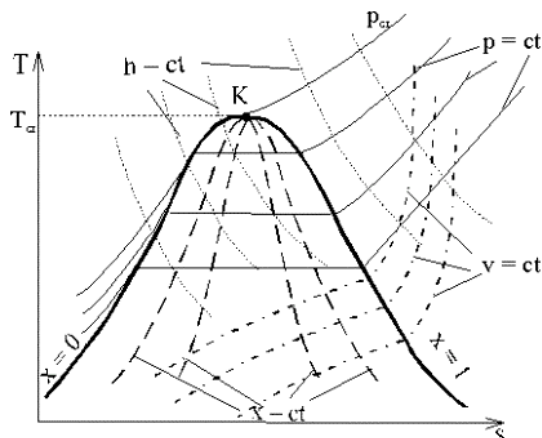


Fig. 3.1 Diagrama T-s a vaporilor

prezentată în figură, dar curba de vapor saturati uscati se obține adăugând de la curba lichidului saturat, segmente orizontale de lungime r_v/T_s , unde r_v este căldura latentă de vaporizare, care depinde de natura substanței, iar T_s este temperatura de saturație, deci alura curbei limită superioară diferă de la o substanță la alta. Pentru unele substanțe, cum este apa, alura este cea prezentată în figură, iar pentru altele, cum sunt de exemplu unele hidrocarburi, concavitatea poate să fie chiar și în jos, deci curbele limită nu sunt pentru orice substanțe simetrice, ca în cazul apei.

În domeniul de vapor umezi, sunt reprezentate curbele de titlu constant. Izotermele sunt drepte orizontale pe tot câmpul diagramei, iar izentropicele, deci adiabatele reversibile sunt drepte verticale.

Forma izobarelor este cea justificată prin variația entropiei în procesele izobare:

- În domeniul lichid din punct de vedere matematic se poate calcula variația elementară a entropiei $ds = dq/T = c_{pl}dT/T$, unde dq este căldura specifică elementară corespunzătoare, T este temperatura la care se desfășoară procesul elementar considerat, iar c_{pl} este căldura specifică medie la presiune constantă a lichidului. Variația finită a entropiei este $\Delta s = c_{pl} \ln(T_s/T_0)$ unde T_s este temperatura de saturație, iar T_0 temperatura considerată de referință, căreia îi corespunde valoarea de referință s_0 originea pentru entropie. Pentru dependența entropiei de temperatură, se obține o relație de forma $s = c_{pl} \ln T + C$, unde C este o constantă de integrare. Se constată că în coordonate T-s, alura curbelor izobare este logaritmică în acest domeniu.

- În domeniul vaporilor umezi, între stările de lichid saturat și vapor saturati uscati, izobarele sunt orizontale, pentru că sunt și izoterme.

- În domeniul vaporilor supraîncalziți, variația entropiei într-un proces elementar este $ds = dq/T = c_{pv}dT/T$, unde c_{pv} este căldura specifică medie la presiune constantă a vaporilor. Analog ca în domeniul de lichid, pentru variația cu temperatura a entropiei în procesele izobare se obține $s = c_{pv} \ln T + C$, unde C este o constantă de integrare. Din nou se observă că alura izobarelor și în acest domeniu este logaritmică.

Se observă pe figura 3.1 că în domeniul vaporilor umezi, unde izobarele sunt drepte orizontale, fiind și izoterme, izocorele sunt curbe având concavitatea în jos. Pe diagramă mai sunt reprezentate curbele de entalpie constantă, care corespund proceselor de laminare adiabatică.

3.3 Diagrama h-s a vaporilor

Această diagramă a fost propusă pentru apă, în anul 1904, de *Molier*, iar în prezent este cea mai utilizată diagramă termodinamică a apei, deoarece permite determinarea rapidă a schimburilor de energie sub formă de lucru mecanic și căldură, în toate procesele termodinamice. Schimburile energetice specifice, sunt reprezentate sub forma unor segmente verticale, pentru că axa ordonatelor este reprezentată de entalpia specifică. Mai rar utilizată în instalațiile frigorifice, această diagramă poate fi totuși folosită și pentru reprezentarea proceselor de lucru care compun ciclurile termodinamice inversate.

În figura 3.2 este prezentată această diagramă, cu mențiunea că de exemplu în cazul apei, este utilizată doar porțiunea din dreapta punctului critic K, pentru a fi reprezentat mai detaliat în principal domeniul vaporilor supraîncălziți și al vaporilor umezi având titlul mare, domenii în care se desfășoară cele mai importante procese de lucru din echipamentele energetice funcționând cu abur, în special din turbine.

Se observă că în această diagramă, punctul critic nu mai este punctul de maxim al curbelor limită, ci un punct de inflexiune și cel puțin pentru apă, curba lichidului saturat pornește din origine.

În domeniul de vaporii umezi, este prezentată alura curbelor de titlu constant. Pentru izobare, în domeniul de vaporii umezi, alura este cea a unor drepte convergente în origine, având panta cu atât mai mare cu cât valoarea presiunii este mai ridicată.

Panta izobarelor în coordonate h-s se poate calcula din ecuația generală a termodinamicii

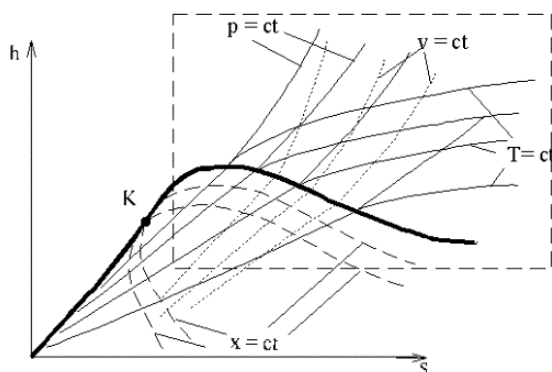


Fig. 3.2 Diagrama h-s a vaporilor

scrisă sub forma: $dh = Tds + vdp$, unde $dp=0$, deci se obține: $(tg\alpha)_p = (dh/ds)_p = T$. Astfel se explică ușor de ce izobarele sunt drepte, în domeniul de vaporii umezi, pentru că fiind și izoterme, panta are valoare constantă, cu atât mai mare cu cât presiunea, deci și temperatura de saturație este mai ridicată.

În domeniul de vaporii supraîncălziți, izobarele continuă sub forma unor curbe exponențiale. Izocorele au și în domeniul vaporilor umezi și în cel al vaporilor supraîncălziți, panta mai mare decât a izobarelor, iar alura este a unor curbe exponențiale.

Se observă de asemenea că izotermele, în domeniul vaporilor supraîncălziți, unde nu mai coincid cu izobarele, sunt curbe având concavitatea în jos, care tind asimptotic la drepte orizontale.

3.4 Diagrama lgp-h a vaporilor

Diagrama logaritm din presiune – entalpie (lgp-h) este utilizată în special în tehnica frigului, existând asemenea diagrame pentru toți agenții frigorifici și pentru marea majoritate a hidrocarburilor.

O particularitate întâlnită numai la această diagramă, o reprezintă scara logaritmică a presiunilor, ceea ce permite reprezentarea unui domeniu foarte larg de presiuni, cu menținerea relativ constantă a preciziei de citire a presiunilor.

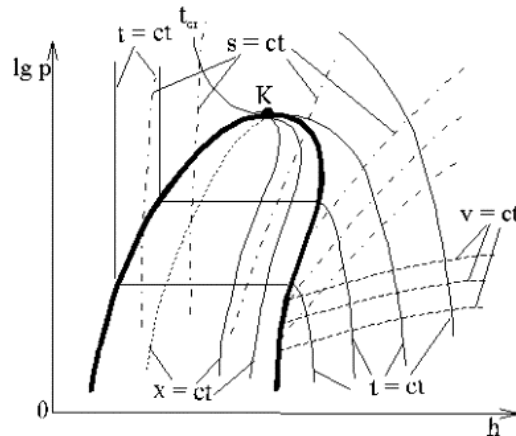


Fig. 3.3 Diagrama lgp-h a vaporilor

Se observă că la această diagramă, ca și la diagrama T-s, punctul critic este punct de maxim. În figura 3.3 este reprezentată alura izotermelor pe tot câmpul diagramei, la fel ca și forma curbelor izentropice ($s = \text{constant}$), foarte utile, mai ales în domeniul vaporilor supraîncălziți, unde se desfășoară procesele de comprimare, teoretic adiabatic, din ciclurile mașinilor frigorifice. În domeniul vaporilor supraîncălziți au fost reprezentate și curbele izocore, iar în cel al vaporilor umezi, cele de titlu constant.

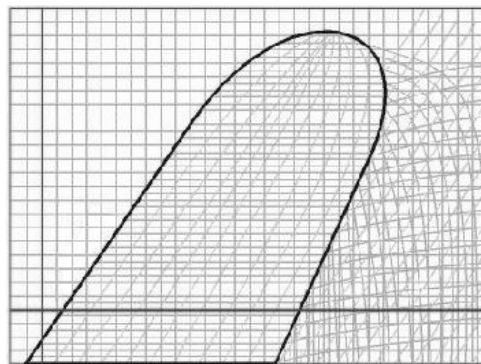


Fig. 3.4 Diagrama lgp-h a vaporilor de R12

În figura 3.4. este reprezentată la scară diagrama lgp-h a vaporilor de R12.

4. CICLURI TERMODINAMICE INVERSATE REVERSIBILE

4.1 Ciclul Carnot inversat reversibil

Transportul căldurii de la sursa rece la sursa caldă, se realizează cu consumul minim posibil de energie, printr-un ciclu Carnot inversat reversibil, care se va realiza în domeniul de vapori umezi, așa cum se observă în figura 4.1.

Procesul de lucru se desfășoară între temperatura de vaporizare T_v , teoretic egală cu temperatura sursei reci, temperatura de condensare T_k , teoretic egală cu temperatura sursei calde și cele două adiabate reversibile ($s = \text{constant}$); de comprimare, respectiv de destindere, sensul de parcurgere a ciclului fiind antiorar. Agentul de lucru preia căldură în vaporizatorul instalației prin procesul izobar-izoterm 4-1. Vaporii obținuți sunt comprimați adiabatic reversibil de compresor, prin procesul 1-2. După ce este refulat de compresor, agentul de lucru ajunge în condensator, unde cedează căldură în procesul de asemenea izobar-izoterm 2-3. Lichidul rezultat se destinde în detentor, procesul de lucru 3-4 din acest aparat fiind tot adiabatic reversibil și în continuare ciclul se repetă.

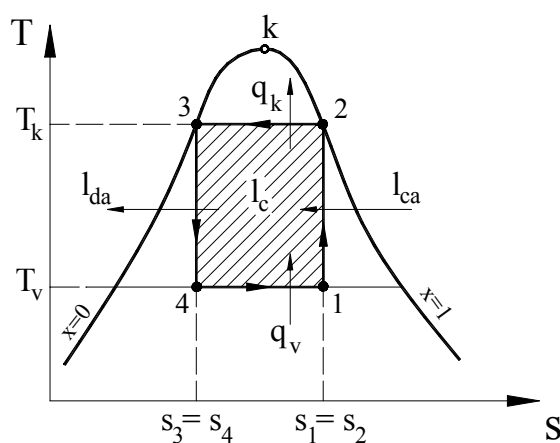


Fig. 4.1 Ciclul Carnot inversat reversibil, în domeniul de vapori umezi

Pentru un kilogram de agent frigorific pot să fie calculate valorile absolute ale schimburilor energetice specifice, corespunzătoare fiecărei transformări componente în parte:

- *căldura preluată de la sursa rece* prin vaporizare la temperatura constantă T_v și presiunea constantă p_v este:

$$q_v = h_1 - h_4 = T_v(s_1 - s_4) \quad [\text{kJkg}^{-1}]; \quad (4.1)$$

- *căldura cedată sursei calde* prin condensare la temperatura constantă T_k și presiunea constantă p_k este în valoare absolută:

$$|q_k| = h_2 - h_3 = T_k(s_2 - s_3) \quad [\text{kJkg}^{-1}]. \quad (4.2)$$

- *lucrul mecanic de comprimare*, consumat adiabatic de compresor, în valoare absolută, este:

$$|l_c| = h_2 - h_1 \quad [\text{kJkg}^{-1}]. \quad (4.3)$$

- *lucrul mecanic de destindere*, furnizat adiabatic de detentor este:

$$l_a = h_3 - h_4 \quad [\text{kJkg}^{-1}]. \quad (4.4)$$

- *lucrul mecanic total* consumat de ciclul Carnot inversat, în valoare absolută este:

$$|l_c| = |l_c| - l_a = |q_k| - q_v = (T_k - T_v)(s_1 - s_4) \quad [\text{kJkg}^{-1}]. \quad (4.5)$$

În continuare vor fi analizate particularitățile care diferențiază ciclul frigorific de cel al pompelor de căldură.

a) *Ciclul frigorific* este caracterizat prin faptul că temperatura de vaporizare T_v este egală cu temperatura mediului răcit T_r , notată uneori și cu T_0 , astfel că $T_v = T_r = T_0$. Temperatura de condensare T_k este egală cu temperatura mediului ambiant T_a , deci $T_k = T_a$.

$$q_v = q_0 = h_1 - h_4 = T_0(s_1 - s_4) \quad [\text{kJkg}^{-1}]. \quad (4.6)$$

Căldura absorbită de un kilogram de agent frigorific, de la sursa rece, este denumită *putere frigorifică specifică*:

Eficiența frigorifică a ciclului frigorific este:

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|l_c|} = \frac{T_0(s_1 - s_4)}{(T_a - T_0)(s_1 - s_4)} = \frac{T_0}{T_a - T_0} = \frac{1}{\frac{T_a}{T_0} - 1}. \quad (4.7)$$

Lucrul mecanic minim necesar funcționării unui ciclu frigorific, este cel consumat într-un ciclu Carnot reversibil inversat, cel mai eficient din punct de vedere al consumului de lucru mecanic, iar mărimea acestuia se poate calcula cu relația:

$$|l_c| = \frac{q_0}{\varepsilon_f} = q_0 \left(\frac{T_a}{T_0} - 1 \right). \quad (4.8)$$

Din analiza relațiilor (4.7) și (4.8) se observă că la aceeași temperatură T_a a mediului ambiant (sursa caldă), cu cât scade temperatura T_r a mediului răcit, cu atât crește lucrul mecanic l_c necesar ciclului Carnot inversat și scade eficiența ε a ciclului, deci aparent un ciclu frigorific este cu atât mai eficient cu cât temperatura mediului răcit este mai apropiată de temperatura mediului ambiant, dar trebuie menționat că eficiența frigorifică, așa cum a fost definită nu ține seama de calitatea frigului produs adică de temperatura la care se absoarbe căldura.

b) *Pompa de căldură* este caracterizată prin faptul că temperatura de vaporizare T_v este egală cu temperatura mediului ambiant T_a ($T_v = T_a$), iar temperatura de condensare T_k este egală cu temperatura mediului încălzit T_c ($T_k = T_c$).

Căldura cedată de un kilogram de agent frigorific sursei calde, efectul util al pompei de căldură este:

$$|q_k| = h_2 - h_3 = T_c(s_2 - s_3) \quad [\text{kJkg}^{-1}]. \quad (4.9)$$

Eficiența pompei de căldură este:

$$\varepsilon_p = \frac{|q_k|}{|l|} = \frac{T_c(s_2 - s_1)}{(T_c - T_a)(s_2 - s_1)} = \frac{T_c}{T_c - T_a} = \frac{1}{1 - \frac{T_a}{T_c}}. \quad (4.10)$$

Această mărime este inversul randamentului termic al ciclului Carnot direct reversibil, evoluând între aceleași limite de temperatură, ceea ce arată încă o dată că ciclul Carnot inversat asigură consumul minim de lucru mecanic, iar acesta se poate calcula cu relația:

$$l = \frac{q_k}{\varepsilon_p} = q_k \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right). \quad (4.11)$$

Se observă că dacă temperatura T_a a mediului ambiant rămâne constantă, la creșterea temperaturii mediului încălzit crește lucrul mecanic consumat, dar în același timp trebuie remarcat că se îmbunătățește și calitatea căldurii furnizate de pompa de căldură.

c) *Ciclul combinat* este caracterizat de faptul că temperatura de vaporizare T_v este egală cu temperatura mediului răcit $T_r = T_0$, deci se poate scrie $T_v = T_r = T_0$, iar temperatura de condensare T_k este egală cu temperatura mediului încălzit T_c , deci $T_k = T_c$.

Acest ciclu are două efecte utile, reprezentate prin cele două călduri schimbate cu sursele de căldură, deci *eficiența ciclului combinat* este definită prin suma căldurii preluate de la sursa rece și a căldurii cedate sursei calde, raportată la lucrul mecanic necesar funcționării ciclului.

$$\varepsilon = \frac{q_0 + |q_c|}{|l|}. \quad (4.12)$$

Ciclul combinat este mai eficient decât ciclul frigorific și al pompei de căldură considerate împreună, pentru că se exclud cele două procese de condensare, respectiv de vaporizare, la temperatura mediului ambiant T_a . Cu cât crește diferența dintre temperaturile celor două surse de căldură, cu atât crește și lucrul mecanic necesar funcționării acestui ciclu.

4.2 Cicluri inversate reversibile cu temperaturi variabile ale surselor de căldură

Procesele reale de încălzire și răcire se desfășoară la temperaturi variabile ale mediului încălzit, respectiv răcit, temperaturi care se modifică în timp. În figura 4.2 este prezentat un ciclu frigorific în care sursa rece suferă o transformare de răcire reversibilă m-n.

Temperatura sursei reci scade de la valoarea inițială T_m până la valoarea finală T_n . Se consideră că sursa caldă are temperatura constantă și egală cu a mediului ambiant T_a .

corespunde o variație mai mare de entropie a agentului frigorific, Δs_c . Comparând cele două relații de calcul pentru puterea frigorifică, corespunzătoare celor două cicluri se poate scrie:

$$|q_0| = T_0 \Delta s_c = T_{rm} \Delta s_r \quad (4.16)$$

Deoarece $T_0 < T_{rm}$ este evident că $\Delta s_c > \Delta s_r$, deci $\Delta s_c = \Delta s_r + \Delta s$, unde Δs corespunde diferenței dintre variațiile entropiei agentului de lucru corespunzătoare proceselor de preluare a căldurii de la sursa rece, în cele două cicluri. În aceste condiții, ciclul Carnot inversat care să realizeze aceeași putere frigorifică q_0 este ciclul 1'-2'-3-4, între două izoterme și două adiabate.

Căldura cedată mediului ambiant de ciclul Carnot inversat este:

$$|q_k| = T_a \Delta s_c \quad (4.17)$$

Lucrul mecanic pe care îl consumă ciclul Carnot inversat este:

$$|l_c| = |q_k| - |q_0| = (T_a - T_0) \Delta s_c = \text{aria } 1'2'341 \quad (4.18)$$

Comparând lucrurile mecanice ale celor două cicluri, având în vedere că $(T_a - T_{rm}) < (T_a - T_0)$ și $\Delta s_r < \Delta s_c$, este evident că $|l_i| < |l_c|$.

Același lucru poate fi observat în figura 4.3, dacă se compară ariile corespunzătoare lucrurilor mecanice corespunzătoare celor două cicluri reprezentate.

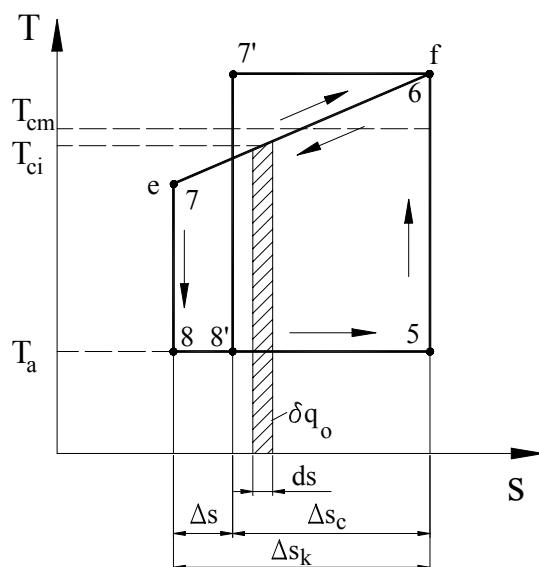


Fig. 4.3 Ciclu inversat cu temperatura variabilă a sursei calde

Se poate compara și eficiența frigorifică a celor două cicluri:

$$\frac{|q_0|}{|l_i|} = \frac{T_{rm}}{T_a - T_{rm}} = \varepsilon_{fi} > \varepsilon_f = \frac{|q_0|}{|l_c|} = \frac{T_0}{T_a - T_0} \quad (4.19)$$

Se poate chiar calcula diferența dintre lucrurile mecanice necesare realizării celor două cicluri:

$$\Delta l = |l_c| - |l_i| = (T_a - T_0)(\Delta s_r + \Delta s) - (T_a - T_{rm})\Delta s_r = T_a \Delta s \quad (4.20)$$

deoarece $T_0(\Delta s_r + \Delta s) = T_{rm}\Delta s_r$, din condiția ca puterile frigorifice ale celor două cicluri să fie egale.

Δs reprezintă tocmai variația entropiei agentului de lucru datorită ireversibilităților externe care însoțesc transferul termic la diferențe finite de temperatură, cu sursa rece. Dacă T_0 ar fi mai mică decât T_n , atunci pentru realizarea aceleiași puteri frigorifice q_0 într-un ciclu Carnot inversat, Δs ar crește și mai mult pentru că ar crește și diferențele de temperatură între agentul

frigorific și sursa rece, deci lucrul mecanic necesar ar fi și mai mare. Cu atât mai mult, orice alt ciclu termodinamic inversat, ar necesita un consum și mai mare de lucru mecanic, ceea ce înseamnă că ciclul ideal prezentat este cel mai potrivit pentru realizarea unui proces de răcire a sursei reci.

În figura 4.3 este prezentat un ciclu inversat cu temperatura variabilă a sursei calde.

Acesta corespunde unei instalații de pompă de căldură, care realizează încălzirea sursei calde, după transformarea reversibilă e-f, în timp ce agentul frigorific cedează căldură și parcurge aceeași transformare în sens invers f-e.

Singurul ciclu care poate să fie realizat fără pierderi prin ireversibilități datorate schimbului de căldură la diferențe finite de temperatură este ciclul 5-6-7-8.

Un kilogram de agent frigorific cedează sursei calde căldura:

$$|q_k| = \int_e^f \delta q_k = \int_e^f T_{ci} ds = T_{cm} \Delta s_k, \quad (4.21)$$

unde T_{cm} este temperatura medie termodinamică a sursei calde în timpul încălzirii.

Pentru a încălzi sursa caldă cedând aceeași căldură q_k , un ciclu Carnot inversat, trebuie să aibă temperatura agentului T_k cel puțin egală cu T_f temperatura cea mai ridicată a sursei calde, deci ($T_k \geq T_f$). Analizând situația limită, când cele două temperaturi sunt egale, căldura cedată de cele două cicluri, se poate scrie sub forma:

$$|q_k| = T_{cm} \Delta s_k = q_k = T_k \Delta s_c = T_c (\Delta s_k - \Delta s), \quad (4.22)$$

unde Δs este diferența dintre variațiile de entropie în transformările de cedare a căldurii, corespunzătoare celor două cicluri. În aceste condiții ciclul Carnot inversat poate să fie reprezentat prin 5-6-7'-8'.

Pentru cele două cicluri, se pot calcula căldurile corespunzătoare preluate de la sursa rece (mediul ambiant) prin vaporizare:

$$|q_v| = T_a \Delta s_k ; |q_v'| = T_a \Delta s_c \quad (4.23)$$

Este evident că ciclul Carnot absoarbe mai puțină căldură de la sursa rece.

Lucrurile mecanice corespunzătoare celor două cicluri sunt:

$$|l| = |q_k| - |q_v| ; |l_c| = |q_k| - |q_v'|. \quad (4.24)$$

Se observă că $|l_i| < |l_c|$, deoarece $q_v > q_v'$.

Consumul suplimentar de lucru mecanic datorat ireversibilităților transformării 6-7' este:

$$\Delta l = |l_c| - |l| = |q_v| - |q_v'| = T_a (\Delta s_k - \Delta s_c) = T_a \Delta s. \quad (4.25)$$

Ca și la ciclul analizat anterior, se observă că cel mai economic din punct de vedere al consumului de lucru mecanic este ciclul ideal cu temperatură variabilă în procesul de cedare a căldurii, deoarece în cazul ciclului Carnot inversat apar pierderi datorate ireversibilităților de natură externă, care sunt echivalente consumului suplimentar de lucru mecanic Δl . Orice alt ciclu va consuma și mai mult lucru mecanic decât ciclul Carnot inversat prezentat.

5. MAȘINI FRIGORIFICE ÎNTR-O TREAPTĂ DE COMPRIARE

Datorită faptului că prin vaporizare și condensare agenții frigorifici pot să preia, respectiv să cedeze mai multă căldură decât prin încălzire, respectiv răcire, ceea ce asigură debite mai mici de agent frigorific, practic cele mai multe mașini și instalații frigorifice funcționează cu vapori, iar comprimarea se realizează cu ajutorul unor compresoare mecanice. Există însă și metode de producere a frigului prin comprimare termică, utilizând ejecția, sau prin comprimare termochimică, utilizând absorbția. În continuare vor fi studiate câteva dintre cele mai simple cicluri frigorifice cu comprimare mecanică de vapori

5.1 Ciclul ideal

Ciclul ideal al unei instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori, este ciclul Carnot inversat care se desfășoară în domeniul de vapori umezi.

În figura 5.1 este prezentată o schemă de principiu a unei mașini frigorifice funcționând după ciclul ideal, iar în figura 5.2 este prezentat ciclul de lucru în două diagrame termodinamice, dintre care diagrama $\lg p$ - h este cea mai utilizată pentru studiul ciclurilor frigorifice, deoarece toate schimburile energetice sunt reprezentate sub forma unor segmente în această diagramă.

Compresorul C, realizează comprimarea izentropică 1-2, cu consumul de lucru mecanic specific l_c . În condensatorul K, se realizează condensarea izobar-izotermă 2-3, prin cedarea căldurii latente de condensare q_k . Detentorul D, realizează destinderea izentropică 3-4, furnizând lucrul mecanic specific l_d . În vaporizatorul V, se realizează efectul util al instalației și anume se preia puterea frigorifică specifică q_0 , prin vaporizare în condiții izobar-izoterme.

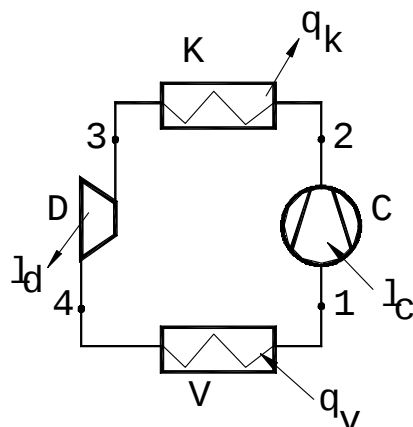


Fig. 5.1 Mașina frigorifică funcționând după ciclul ideal

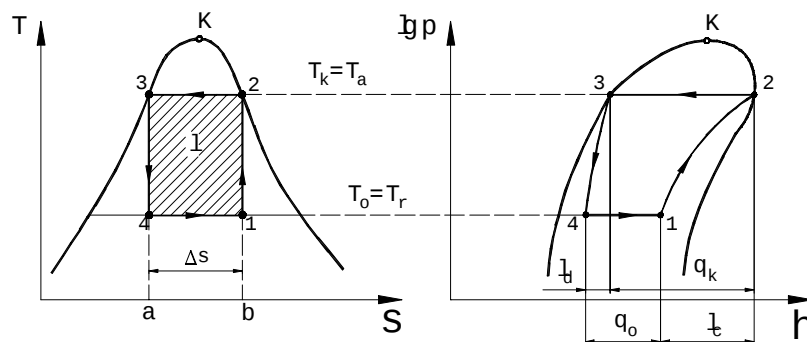


Fig. 5.2 Ciclul frigorific ideal:
a) diagrama T-s; b) diagrama lg p-h

Schimbările energetice specifice pot fi calculate prin relațiile:

$$q_0 = h_1 - h_4 = T_0 \Delta S; |q_k| = h_2 - h_3 = T_k \Delta S; \quad (5.1)$$

$$|l_k| = h_2 - h_3; l_d = h_3 - h_4$$

Lucrul mecanic total consumat pentru funcționarea ciclului este:

$$|l| = |l_k| - l_d = |q_k| - q_0 = (T_k - T_0) \Delta S. \quad (5.2)$$

Se poate calcula și eficiența frigorifică a acestui ciclu, așa cum a fost ea definită anterior:

$$\varepsilon_{fi} = \frac{q_0}{|l|} = \frac{T_0 \Delta S}{(T_k - T_0) \Delta S} = \frac{T_0}{T_k - T_0}. \quad (5.3)$$

Se observă că eficiența frigorifică depinde numai de T_0 și T_k , fiind cu atât mai mare cu cât diferența $T_k - T_0$ este mai mică.

5.2 Ciclul teoretic în domeniul de vapori umezi

Detentorul în care se realizează destinderea adiabatică a ciclului ideal, este o mașină foarte complexă din punct de vedere constructiv, indiferent dacă are cilindri în care pistoanele sub acțiunea agentului de lucru furnizează energie mecanică sistemului bielă-manivelă, sau dacă este o turbomașină cu palete montate în rotor. În plus, față de acest dezavantaj, lucrul mecanic obținut în detentor are o valoare destul de scăzută, deoarece titlul vaporilor care se destind, este foarte redus, deci predomină lichidul, iar acesta fiind incompresibil, furnizează puțină energie mecanică prin destindere. În consecință, deoarece complexitatea constructivă a detentorului nu este justificată de lucrul mecanic obținut, redus ca valoare, acest aparat a fost înlocuit de un dispozitiv mult mai simplu din punct de vedere constructiv, denumit ventil de laminare, sau ventil de reglaj. În acest aparat, asemănător cu un robinet, sau cu o diafragmă, care prezintă o secțiune de curgere îngustată, reglabilă sau nu, are loc un proces de laminare adiabatică. Presiunea scade de la presiunea de condensare p_k , în amonte de ventilul de laminare, până la presiunea de vaporizare p_0 , în aval de acest aparat. Procesul este adiabatic, deci se desfășoară fără schimb de căldură cu mediul ambiant și deoarece nici nu se produc interacțiuni cu exteriorul sub formă de lucru mecanic tehnic, este evident că laminarea se desfășoară cu menținerea constantă a entalpiei. Inversibilitățile interne ale procesului: frecări, turbionări, omogenizări și altele, fac să crească entropia agentului de lucru, în procesele de laminare adiabatică. Creșterea entropiei poate fi explicată și prin faptul că lucrul mecanic de destindere se transformă prin frecare în căldură, iar aceasta va fi înglobată de agentul frigorific, deci entropia crește.

În unele mașini frigorifice, în special cele de puteri frigorifice reduse, destinderea se realizează într-un dispozitiv chiar mai simplu și anume un tub capilar lung și de secțiune redusă. Aici scăderea presiunii se realizează tot datorită particularității curgerii. Aceasta este foarte complexă și de regulă se studiază experimental, modelarea matematică fiind dificilă. Din punct de vedere termodinamic, transformarea din tubul capilar este considerată tot o laminare adiabatică.

Uneori în practica exploatării instalațiilor frigorifice, pentru ventilul de laminare, sau tubul capilar se utilizează în mod abuziv și incorect tot denumirea de detentor, impusă de firmele producătoare, care le numesc astfel.

În figura 5.3 este prezentată schema instalației frigorifice funcționând după ciclul teoretic, în domeniul de vapori umezi, iar în figura 5.4 este redat în diagramele T-s și lgp-h, ciclul teoretic în domeniul de vapori umezi.

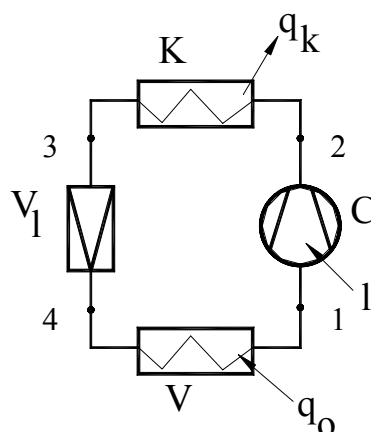


Fig. 5.3 Mașina frigorifică funcționând după ciclul teoretic în domeniul de vapori umezi

Se observă că la sfârșitul laminării adiabateice (transformarea 3-4), entalpia este mai mare decât la sfârșitul destinderii izentropice 3-4', ceea ce duce la micșorarea puterii frigorifice specifice q_0 , cu Δq_0 , conform figurii 5.4. Se poate scrie:

$$q_0 = h_1 - h_4 = T_0(s_4 - s_1) ; \Delta q_0 = h_4 - h_{4'} = T_0(s_4 - s_{4'}) \quad (5.4)$$

Celelalte schimburi energetice specifice sunt:

$$\begin{aligned} |q_k| &= h_2 - h_3 = T_k(s_2 - s_3) ; \\ |l| &= |q_k| - q_0 = T_k(s_2 - s_3) - T_0(s_4 - s_1) \end{aligned} \quad (5.5)$$

În diagrama T-s, lucrul mecanic, se poate reprezenta grafic prin diferența dintre ariile corespunzătoare celor două călduri:

$$|l| = \text{aria } 2-3-4, - \text{aria } 1-2-3, = \text{aria } 2-3-4, \quad (5.6)$$

Conform teoremei Guy-Stodola, pierderile datorate ireversibilităților interne ale procesului de laminare adiabatică sunt:

$$\pi_{ir} T_a \Delta s_{3-4} = T_a(s_3 - s_4) = \text{aria } 3-4-3'. \quad (5.7)$$

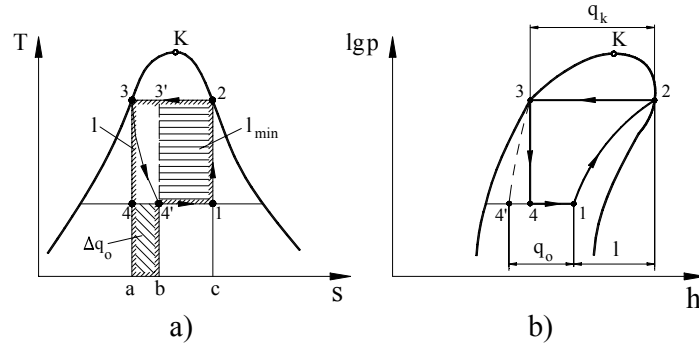


Fig. 5.4 Ciclul teoretic
a) Diagrama T-s; b) Diagrama lg p-h

Lucrul mecanic minim, care ar putea să realizeze aceeași putere frigorifică q_0 , într-un ciclu Carnot, este:

$$|l_{\min}| = |l_c| = \frac{q_0}{\varepsilon_f} = \frac{q_0}{\frac{T_k - T_0}{T_0}} = \frac{q_0 T_0}{T_k - T_0} \quad (5.8)$$

Lucrul mecanic al ciclului teoretic în domeniul vaporilor umezi, poate fi scris și sub forma:

$$|l| = |l_{\min}| + \pi_{ir} \quad (5.9)$$

Eficiența frigorifică a ciclului prezentat este:

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|l|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} < \varepsilon_{fi} \quad (5.10)$$

Pentru randamentul exergetic al acestui ciclu, parametru de performanță care ține seama de calitatea frigului produs, se poate scrie expresia:

$$\eta_{ex} = \frac{|l_{\min}|}{|l|} = \frac{h_2 - h_1 - T_a \Delta s_{34}}{h_2 - h_1} \quad (5.11)$$

5.3 Ciclul teoretic cu comprimare în domeniul de vapori supraîncălziți

La ciclul prezentat anterior, procesul de comprimare are loc în domeniul vaporilor umezi, iar reglajul mașinii frigorifice, astfel încât comprimarea să se termine exact pe curba vaporilor saturați, este practic imposibil. Prezența picăturilor de lichid în cilindrul compresorului este nedorită, deoarece dacă acesta nu vaporizează complet și rămâne în spațiul mort la sfârșitul cursei de comprimare, poate să provoace așa numitele lovituri hidraulice, care pot să deterioreze părțile componente ale compresorului. Din acest motiv, procesul de comprimare se desfășoară în domeniul vaporilor supraîncălziți, ceea ce are ca efect creșterea siguranței în funcționare, a compresorului.

Schema constructivă a instalației nu se modifică, iar procesele de lucru sunt prezentate în diagramele T-s și lgp-h, în figura 5.5.

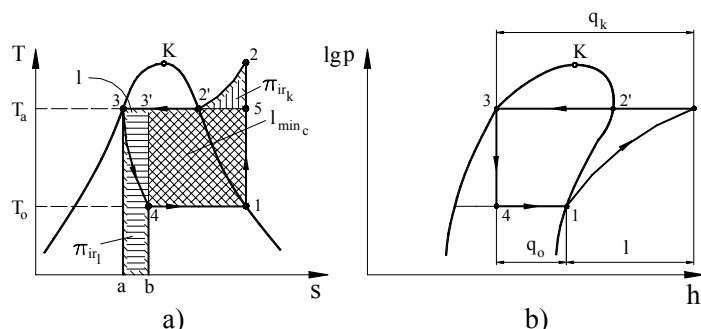


Fig. 5.5 Ciclul teoretic cu comprimare în domeniul de vapori supraîncălziți
a) Diagrama T-s; b) Diagrama lgp-h

Schimburile energetice specifice cu mediul exterior sunt:

$$\begin{aligned} q_0 &= h_1 - h_4 = T_0(s_1 - s_4) = \text{aria } 4b,c,1 \\ |q_k| &= h_2 - h_3 = \text{aria } 2',3a,c,2 \\ |l| &= h_1 - h_2 = q_k - q_0 = \text{aria } 1,2',3a,b,4, \end{aligned} \quad (5.12)$$

Lucrul mecanic minim necesar extragerii puterii frigorifice specifice q_0 , evident printr-un ciclu Carnot inversat, are semnificația exergiei căldurii preluate de la sursa rece:

$$|l_{\text{min}}| = e_{q_0} = \frac{q_0}{\varepsilon_{fi}} = \frac{q_0}{\frac{T_a - T_0}{T_0}}. \quad (5.13)$$

Notând cu Δs_{SC} , variația entropiei sursei calde, conform teoremei Guy-Stodola, pierderea exergică π_{irk} din condensator, datorată schimbului de căldură la diferență finită de temperatură, care însoțește răcirea vaporilor supraîncălziți până la saturație 2-2', este:

$$\begin{aligned} \pi_{irk} &= T_a(\Delta s_{SC} + \Delta s_{23}) = T_a \frac{q_k}{T_a} - T_a \Delta s_{23} = \\ q_{23} - T_a \Delta s_{23} + q_{22} - T_a \Delta s_{22} &= q_{22} - T_a \Delta s_{22} = \text{aria } 2',5,: \end{aligned} \quad (5.14)$$

Tot cu ajutorul teoremei Guy-Stodola se pot calcula pierderile datorate ireversibilităților interne din procesul de laminare, π_{irl} , cu relația:

$$\pi_{irl} = T_a \Delta s_{84} = \text{aria } 3,a,b,3'. \quad (5.15)$$

Lucrul mecanic necesar funcționării ciclului se calculează adunând la lucrul mecanic minim necesar, cele două pierderi exergice calculate anterior, care de fapt reprezintă consumuri suplimentare de lucru mecanic, necesare pentru acoperirea pierderilor datorate ireversibilităților:

$$|l| = |l_{\text{min}}| + \pi_{irk} + \pi_{irl}. \quad (5.16)$$

Eficiența frigorifică a ciclului, se calculează cu relația de definiție:

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|l|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}. \quad (5.17)$$

Randamentul exergic al ciclului este:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{|l_{\text{min}}|}{|l|} = \frac{q_0}{l_{\varepsilon f}} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1)\varepsilon_f}. \quad (5.18)$$

După ciclul analizat funcționează cele mai simple mașini frigorifice, ca cea din figura 5.6, iar în continuare se vor prezenta mai detaliat cele patru aparatele componente care nu pot să lipsească din aceste mașini.

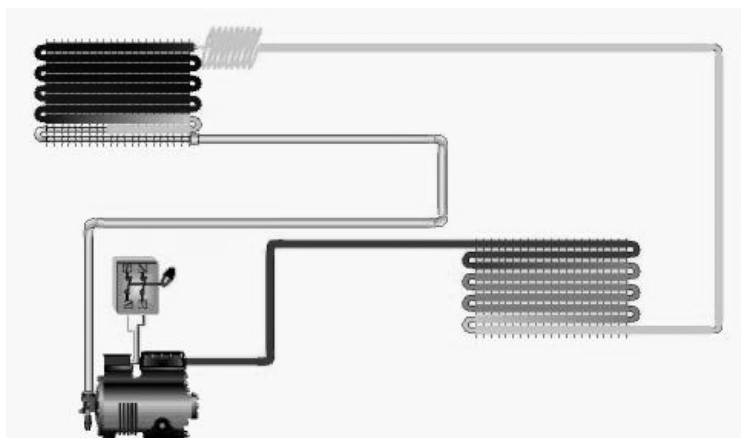


Fig. 5.6 Schema instalației

În figura 5.7 este reprezentat în secțiune un compresor frigorific. Se poate observa motorul electric 1, al cărui rotor 2 se continuă cu arborele cotit. Este reprezentat și sistemul bielă-manivelă cu biețele 3 și pistoanele 4. Aspirația vaporilor se realizează prin supapele de aspirație 5 la coborârea pistoanelor, iar refularea prin supapele de refulare 6 la urcarea pistoanelor.

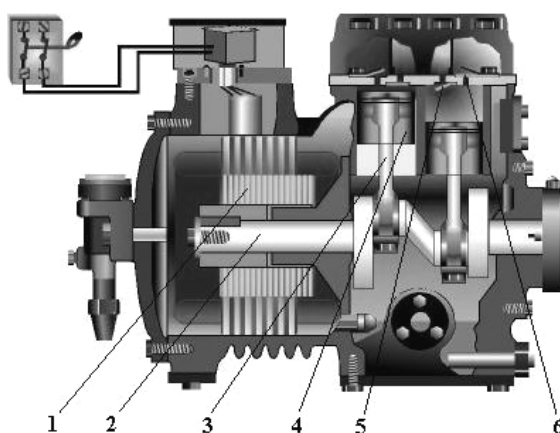


Fig. 5.7 Compresor frigorific

Vaporii calzi refulați din compresor ajung în condensator, acesta fiind poziționat în schema instalației ca în figura 5.8. Se observă cum în acest aparat, se produce întâi desupraîncălzirea vaporilor și apoi condensarea propriu-zisă.

Din punct de vedere constructiv, figura prezintă un condensator ale cărui serpentine schimbătoare de căldură sunt răcite de aer. Se observă că există și nervuri pentru extinderea suprafeței și intensificarea transferului termic. Aerul este circulat forțat cu ajutorul unui ventilator. Există și construcții de condensatoare răcite cu apă sau mixt, cu apă și aer.

În schema prezentată, dispozitivul de destindere este reprezentat de un tub capilar, ca cel din figura 5.9, al cărui montaj în schema instalației este prezentat în figura 5.10.

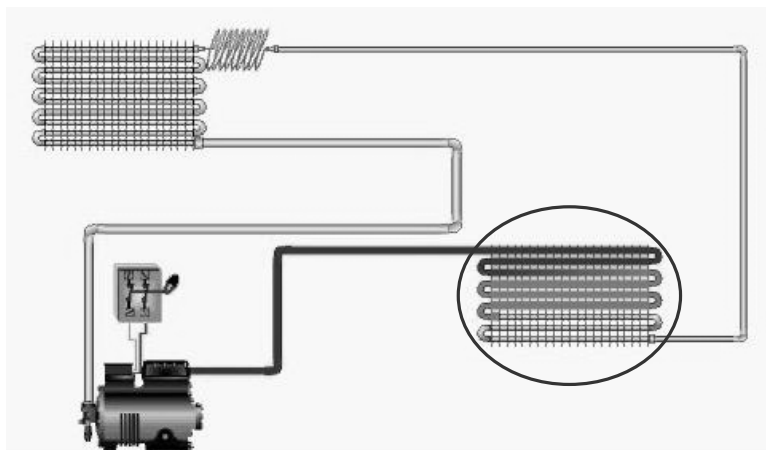


Fig. 5.8 Locul condensatorului în schema instalației

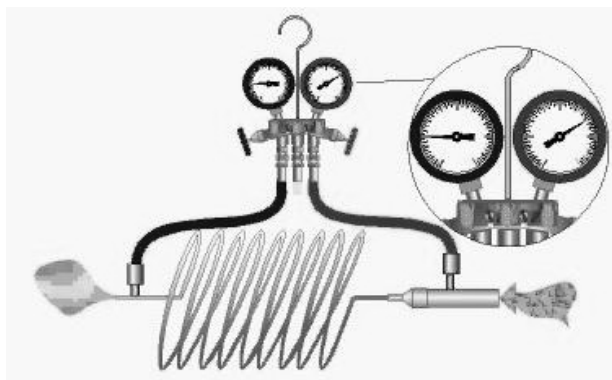


Fig. 5.9 Tubul capilar

Datorită secțiunii interioare mici și lungimii mari a capilarului, în timpul curgerii se produce căderea de presiune de la p_k la p_0 , sugerată de manometrele montate la capetele tubului. Treptat, odată cu reducerea presiunii, agentul frigorific ajunge în domeniul vaporilor umezi, iar la ieșirea din tubul capilar se obțin un amestec de lichid și vapori saturați la presiunea de vaporizare, în care predomină lichidul, titlul acestor vapori fiind în jur de 75...85%.

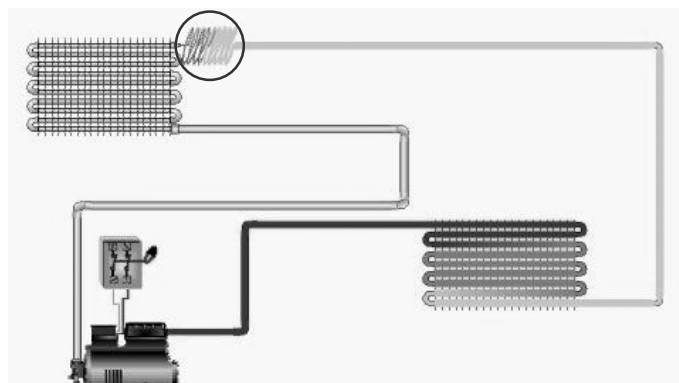


Fig. 5.10 Locul dispozitivului de destindere în schema instalației

În figura 5.11 este prezentat și vaporizatorul în care se realizează efectul util al instalației. Lichidul aflat la temperatură redusă, sub cea a mediului ambiant, în timp ce își schimbă starea de agregare răcește în acest caz aer, dar este posibil să se răcească și apă sau alte lichide, respectiv gaze sau substanțe solide. Din punct de vedere constructiv vaporizatoarele răcitoare de aer se aseamănă cu condensatoarele răcite cu aer, fiind realizate dintr-o serpentină pe care se montează nervuri. Dacă vaporizatorul funcționează sub 0°C atunci pasul dintre nervuri va fi mult mai mare decât la condensator, pentru a permite și depunerea de brumă sau gheață, fără a obtura spațiul de curgere a aerului circulat forțat de către ventilator.

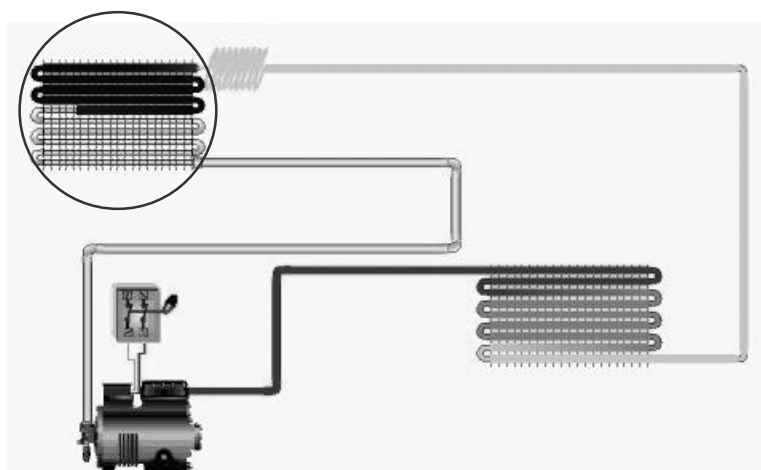


Fig. 5.11 Locul vaporizatorului în schema instalației

Procesele de lucru corespunzătoare fiecărui aparat din cele prezentate sunt reprezentate în diagrama lgp-h din figura 5.12.

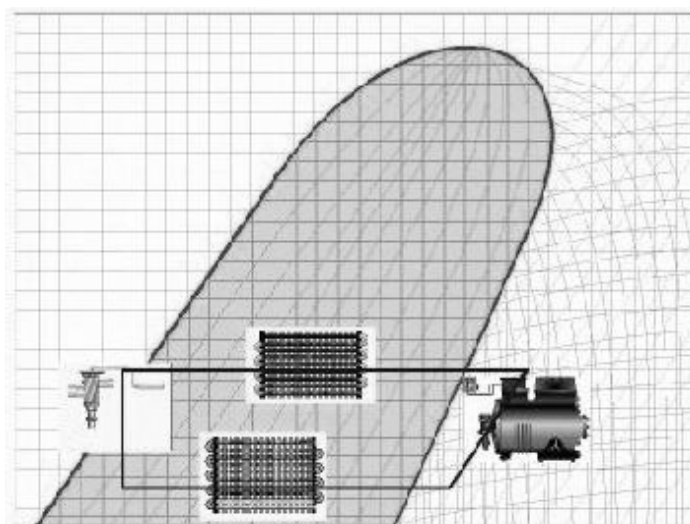


Fig. 5.12 Reprezentarea aparatelor și a proceselor de lucru în diagrama lgp-h

Pe această figură, tubul capilar a fost înlocuit de un ventil de laminare. Se pot observa ușor procesele de comprimare adiabatică ($s = \text{constant}$) din compresor, cel de condensare ($p = \text{constant}$) din condensator, cel de laminare adiabatică ($h = \text{constant}$) din ventilul de laminare și cel de vaporizare ($p = \text{constant}$) din vaporizator.

5.4 Ciclul real

În realitate, transferul termic în condensator și vaporizator, are loc la diferențe finite de temperatură, iar comprimarea din compresor este o adiabată ireversibilă, datorită frecărilor și altor procese ireversibile intern. În figura 5.13 este prezentat ciclul real în diagramele T-s și lgp-h, împreună cu pierderile exergetice, care se manifestă în ciclul real. Diferențele de temperatură $\Delta T_k = T_k - T_a$, din condensator și $\Delta T_v = T_r - T_0$, din vaporizator, sunt recomandate de literatura de specialitate, în intervalul $\Delta T_k = \Delta T_v = (5 \dots 8)^\circ\text{C}$ pentru lichide, respectiv $(10 \dots 20)^\circ\text{C}$ în cazul gazelor.

Schimbările energetice specifice se pot calcula cu relațiile:

$$\begin{aligned} q_0 &= h_1 - h_4 = T_0(s_1 - s_4) = \text{aria } 14b'c, 1; \\ |q_k| &= h_{2r} - h_3 = \text{aria } 2, 2', 3a'd_{2r}; \\ l &= |q_k| - q_0 = \text{aria } ab, 4, 1d_{2r}, 2', 3a'. \end{aligned} \quad (5.19)$$

Lucrul mecanic minim necesar pentru a transporta căldura q_0 , de la temperatura T_r a mediului răcit, la temperatura T_a a mediului ambiant, este cel al unui ciclu Carnot inversat, care ar evolua între aceste temperaturi, adică ciclul 6,7,8,9, pe (Fig. 5.13.a), având lucrul mecanic egal cu aria închisă de acest ciclu. Puterea frigorifică specifică q_0 , se poate calcula în două moduri: $q_0 = T_r \Delta s_c = T_0 \Delta s_{q0}$. Deoarece $T_r > T_0$, rezultă că $\Delta s_c < \Delta s_{q0}$.

Pierderea exergetică din vaporizator π_{irv} , datorată ireversibilităților care însoțesc schimbul de căldură la diferență finită de temperatură este conform teoremei Guy-Stodola:

$$\pi_{irv} = T_a \Delta s = T_a (\Delta s_{q_0} - \Delta s_c) = \text{aria } ac'8', 8 = \text{aria } 1b'8', 8, 7, (5.20)$$

Pierderea de exergie din condensator π_{irk} , datorată aceleiași tip de ireversibilitate externă este:

$$\begin{aligned} \pi_{irk} &= |q_k| - T_a(s_{2r} - s_3) = (h_{2r} - h_3) - (s_{2r} - s_3) = \\ &= \text{aria } 2, 2', 3, 3'5_{2r} \end{aligned} \quad (5.21)$$

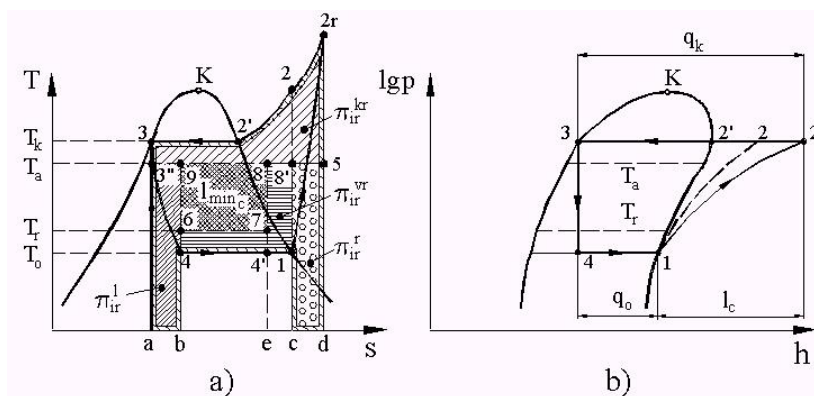


Fig. 5.13 Ciclul real a) Diagrama T-s; b) Diagrama lgp-h

Pierderile datorate ireversibilităților interne din ventilul de laminare π_{irl} , respectiv din compresor π_{irc} , sunt:

$$\begin{aligned} \pi_{irl} &= T_a(s_4 - s_3) = \text{aria } ab93''a; \\ \pi_{irc} &= T_a(s_{2r} - s_1) = \text{aria } cd5'8c \end{aligned} \quad (5.22)$$

Lucrul mecanic total, necesar funcționării ciclului real, se calculează adăugând la lucrul mecanic minim necesar, al unui ciclu Carnot, pierderile exergetice:

$$l = l_c + \pi_{irv} + \pi_{irk} + \pi_{irl} + \pi_{irc} = \text{aria } ab, 4, 1d_{2r}, 2', 3a' \quad (5.23)$$

Eficiența frigorifică a ciclului real este:

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|l|} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2r} - h_1} \quad (5.24)$$

Randamentul exergetic este:

$$\eta_{ex} = \frac{|l|}{|l|} = \frac{q_0}{|l|_{\varepsilon_c}} = \frac{h_1 - h_4}{(h_{2r} - h_1)_{\varepsilon_c}} \quad (5.25)$$

În figura 5.14 este reprezentat un ciclu frigorific real care ține seama de un mare număr de ireversibilități care se manifestă în mod normal într-o mașină frigorifică.

Astfel procesul 1-2 reprezintă comprimarea politropică având indice politropic (n) variabil, diferit de indicele adiabatic (k). Pe durata comprimării, de altfel foarte scurtă, se produc ireversibilități externe datorate transferului termic la diferențe finite de temperatură între vaporii de agent frigorific și pereții (cămașa) cilindrului, dar și ireversibilități interne datorate frecărilor dintre straturile de agent, dintre acestea și pereții cilindrului, sau datorate turbulențelor și omogenizărilor.

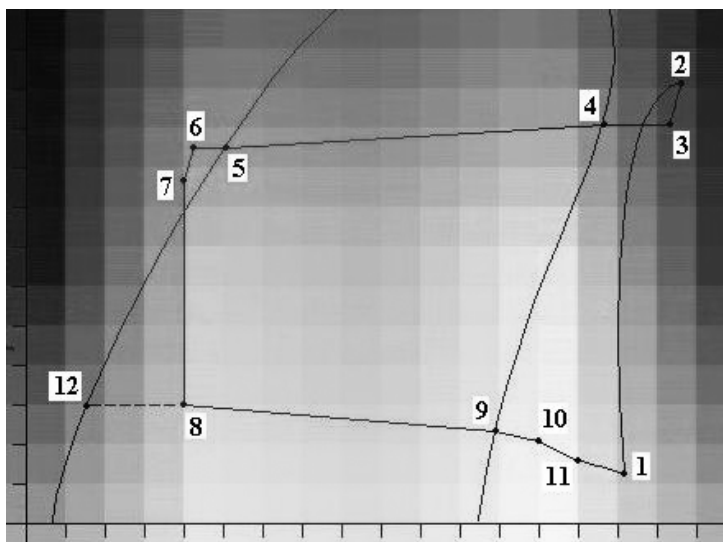


Fig. 5.14 Ciclu real care ține seama de numeroase ireversibilități

Transformarea 2-3 reprezintă procesul de curgere a vaporilor de agent frigorific prin supapa de refulare și apoi prin conducta de refulare, până la intrarea în condensator. Se observă atât laminarea vaporilor în supapă, care generează o cădere locală semnificativă de presiune, cât și faptul că temperatura agentului scade. Conducta de refulare este neizolată termic, iar la ieșirea din compresor vaporii pot avea temperaturi de 50...120°C. În aceste condiții este evident că se produce o răcire a vaporilor și o ușoară scădere a entalpiei, așa cum se observă pe diagramă.

Procesul 3-4 reprezintă desupraîncălzirea vaporilor, sau răcirea acestora până la saturație în prima parte a condensatorului. Se produce o ușoară pierdere de presiune.

4-5 reprezintă procesul de condensare propriu-zisă, realizat pe cea mai mare parte din suprafața de răcire a condensatorului. Pierderea de presiune este mult mai mare datorită prezenței lichidului în cantitate tot mai mare și este cunoscut faptul că la curgerea lichidului, pierderile de presiune sunt mult mai mari decât în cazul vaporilor.

Procesul 5-6 reprezintă subrăcirea condensului, care se realizează fie în ultima parte a suprafeței de transfer termic a condensatorului, fie într-un schimbător de căldură auxiliar, denumit subrăcitor. Această transformare, ca și rolul subrăcitorului vor fi analizate detaliat în continuare.

Transformarea 6-7 reprezintă căderea de presiune pe traseul conductei de lichid, până la dispozitivul de laminare. În cele mai multe instalații frigorifice lungimea acestei conducte este semnificativă, ceea ce se reflectă în valoarea pierderii de presiune.

Laminarea adiabatică 7-8 din dispozitivul de destindere este reprezentată la entalpie constantă, caracterul ireversibil al acestei transformări fiind prezentat anterior. La sfârșitul procesului se observă că starea 8 reprezintă vapori umezi, adică un amestec de lichid cu starea 12 și vapori saturați uscați cu starea 9.

Vaporizarea 8-9 este și aceasta însoțită de ireversibilitățile interne tipice pentru procesele de curgere, datorită cărora scade presiunea, dar și de ireversibilități externe, datorate transferului termic la diferențe finite de temperatură.

În ultima parte a suprafeței de transfer termic a vaporizatorului se realizează de obicei o supraîncălzire a vaporilor, reprezentată prin 9-10 pe diagramă.

10-11 este procesul de curgere a vaporilor prin conducta de aspirație, între ieșirea din vaporizator și intrarea în compresor. Această conductă se izolează termic, dar totuși se produce o creștere a entalpiei agentului, datorită pătrunderii căldurii prin izolație, proces evident ireversibil extern. Curgerea este însoțită și de o cădere de presiune. În instalațiile frigorifice de puteri mari, lungimea acestor conducte este semnificativă și de multe ori izolația termică este deteriorată.

Ultimul proces al acestui ciclu 11-1, reprezintă supraîncălzirea produsă la curgerea vaporilor peste motorul compresorului (în cazul compresoarelor ermetice sau semiermetice), combinată cu laminarea în supapa de aspirație.

5.5 Ciclul teoretic ameliorat prin subrăcire cu apă

Pentru reducerea pierderilor datorate ireversibilității din procesul de laminare adiabatică, se utilizează *subrăcirea* agentului de lucru înaintea ventilului de laminare.

Schema instalației cu subrăcire, utilizând apa ca agent de răcire, este prezentată în figura 5.15, iar ciclul de lucru din această instalație, în cele două diagrame termodinamice, este redat în figurile 5.16.a) și 5.16.b). Se observă că în diagrama T-s, procesul de subrăcire 3-3', practic se reprezintă pe curba de lichid saturat, deoarece izobara corespunzătoare acestui proces, se apropie foarte mult, suprapunându-se practic peste curba de lichid saturat.

Principalul efect al subrăcirii 3-3' este reprezentat de mărirea puterii frigorifice specifice, cu $\Delta q_0 = h_4 - h_{4'}$, față de ciclul teoretic fără această ameliorare, ceea ce mărește eficiența frigorifică.

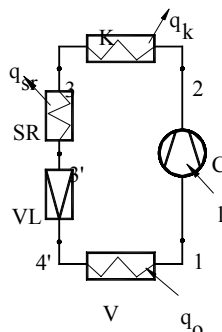


Fig. 5.15 Instalația frigorifică cu subrăcire cu apă

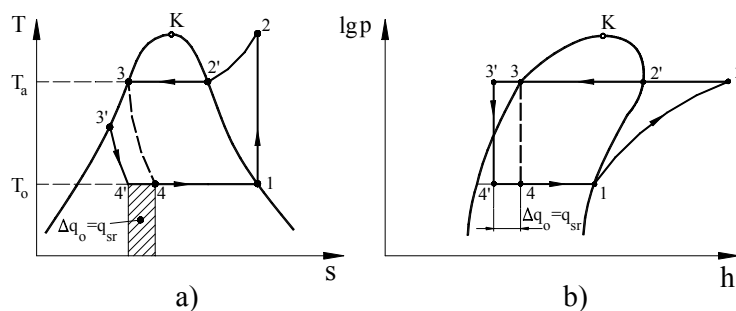


Fig. 5.16 Ciclu cu subrăcire cu apă
a) Diagrama T-s; b) Diagrama lg p-h

Pentru evidențierea avantajelor acestui tip de instalație, se efectuează un calcul comparativ al ciclurilor cu și fără subrăcire cu apă în tabelul 5.1. Toate mărimile corespunzătoare ciclului cu subrăcire sunt notate cu indicele ' (prim). Se consideră că ambele instalații au aceeași putere frigorifică $\dot{Q}_0$.

Tabelul 5.1 Analiza comparativă a ciclurilor cu și fără subrăcire cu apă

Fără subrăcire	Cu subrăcire	Obs.
- puterea frigorifică specifică $q_0 = h_1 - h_4$	- puterea frigorifică specifică $q'_0 = h_1 - h_{4'}, > q_0$	avantaj
- debitul masic al instalației $\dot{m} = \dot{Q}_0 / q_0$	- debitul masic al instalației $\dot{m}' = \dot{Q}_0 / q'_0 < \dot{m}$	avantaj
- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l = h_2 - h_1$	- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l' = h_2 - h_1 = l$	
- puterea necesară comprimării în C $P = \dot{m} \cdot l$	- puterea necesară comprimării în C $P' = \dot{m}' \cdot l' < P$	avantaj
- sarcina termică specifică a condensatorului $q_k = h_2 - h_3$	- sarcina termică specifică a condensatorului $q'_k = h_2 - h_3 = q_k$	
	- sarcina termică specifică a subrăcitorului $q'_{SR} = h_3 - h_{3'}$	
- sarcina termică a K $\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{Q}_0 + P$	- sarcina termică a K și SR împreună $\dot{Q}'_k + \dot{Q}'_{SR} = \dot{m}' (q'_k + q'_{SR}) = \dot{Q}_0 + P' < \dot{Q}_k$	avantaj
- eficiența frigorifică $\varepsilon = \dot{Q}_0 / P$	- eficiența frigorifică $\varepsilon' = \dot{Q}_0 / P' > \varepsilon$	avantaj
- randamentul exergetic $\eta_{ex} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)$	- randamentul exergetic $\eta'_{ex} = \varepsilon' \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) > \eta_{ex}$	avantaj

Din analiza comparativă a calculului termic prezentată pentru cele două cicluri, se observă că întotdeauna este avantajos să se realizeze subrăcirea în instalațiile frigorifice.

Subrăcirea cu apă este specifică utilizării amoniacului ca agent frigorific și se întâlnește practic în toate instalațiile frigorifice funcționând cu amoniac.

5.6 Ciclul teoretic ameliorat prin subrăcire internă (regenerarea)

Pentru freoni, se utilizează o altă metodă de ameliorare a ciclului frigorific, denumită *subrăcire internă*, sau *regenerare*. O instalație cu o asemenea soluție pentru subrăcire este prezentată în figura 5.17, iar procesele de lucru care alcătuiesc ciclul cu regenerare sunt redată în figura 5.18.a) și b).

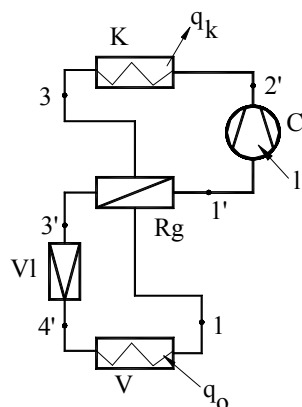


Fig. 5.17 Instalația frigorifică funcționând cu subrăcire internă

Specific acestui procedeu de subrăcire a condensului, pe seama supraîncălzirii vaporilor reci, furnizați de vaporizator, în regeneratorul Rg, este faptul că pe lângă creșterea puterii frigorifice, crește și lucrul mecanic consumat, dar în ansamblu eficiența frigorifică se mărește. Un mare avantaj al acestei ameliorări, îl reprezintă faptul că asigură funcționarea în regim "uscat" a compresorului, adică în domeniul vaporilor supraîncălziți, fără prezența lichidului în cilindri.

Pentru înțelegerea avantajelor acestui tip de instalație, se efectuează un calcul comparativ al ciclurilor cu și fără regenerator în tabelul 5.2. Toate mărimile corespunzătoare ciclului cu subrăcire internă sunt notate în tabel cu indicele ' (prim). Se consideră că ambele instalații au aceeași putere frigorifică $\dot{Q}_0$.

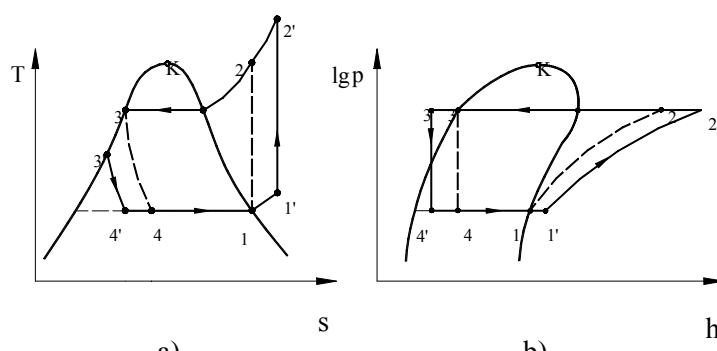


Fig. 5.18 Ciclul cu subrăcire internă:
a) Diagrama T-s; b) Diagrama lg p-h

Se observă că o simplă analiză din punct de vedere calitativ a calculelor termice pentru cele două cicluri, nu permite obținerea unor concluzii privind eficiența comparativă a acestora. În consecință este necesară efectuarea calculelor numerice și compararea valorilor pentru fiecare mărime în parte.

Calculul termic al ciclului cu regenerare prezintă o particularitate specifică tuturor instalațiilor termice cu schimbătoare interne de căldură. Schimbătorul intern de căldură,

denumit în acest caz regenerator, permite scrierea unei singure ecuații de bilanț termic (sau de bilanț energetic), sub forma:

$$\dot{Q}_{Rg} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_{3'}) = \dot{m} \cdot (h_{1'} - h_1) \quad (5.26)$$

În această ecuație apar două mărimi necunoscute, $h_{1'}$ și $h_{3'}$. Pentru a se putea efectua calculul termic al ciclului este necesar ca una din cele două entalpii să fie impusă, de exemplu prin valoarea temperaturii stării respective. Cealaltă entalpie va rezulta din ecuația de bilanț termic (5.26).

Tabel 5.2 Analiza comparativă a ciclurilor cu și fără regenerare

Fără subrăcire internă	Cu subrăcire internă	Observații
- puterea frigorifică specifică $q_0 = h_1 - h_4$	- puterea frigorifică specifică $q'_0 = h_1 - h_{4'} > q_0$	avantaj
- debitul masic al instalației $\dot{m} = \dot{Q}_0 / q_0$	- debitul masic al instalației $\dot{m} \leq \dot{Q}_0 / q'_0 < \dot{m}$	avantaj
- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l = h_2 - h_1$	- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l' = h_{2'} - h_{1'} > l$	ușor dezavantaj (diferențe mici)
- puterea necesară comprimării în C $P = \dot{m} \cdot l$	- puterea necesară comprimării în C $P \leq \dot{m} \cdot l'$	compararea necesită calcul
- sarcina termică specifică a condensatorului $q_k = h_2 - h_3$	- sarcina termică specifică a condensatorului $q'_k = h_{2'} - h_{3'} = q_k$	
	- sarcina termică specifică a subrăcitorului $q'_{Rg} = h_3 - h_{3'} = h_{1'} - h_1$	
- sarcina termică a condensatorului $\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{Q}_0 + P$	- sarcina termică a condensatorului $\dot{Q}'_k = \dot{m}' \cdot q'_k = \dot{Q}_0 + P'$	compararea necesită calcul
- eficiența frigorifică $\varepsilon = \dot{Q}_0 / P$	- eficiența frigorifică $\varepsilon \leq \dot{Q}_0 / P'$	compararea necesită calcul
- randamentul exergetic $\eta_{ex} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)$	- randamentul exergetic $\eta'_{ex} = \varepsilon' \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)$	compararea necesită calcul

Criteriul pentru impunerea uneia din cele două stări este ca alegerea să garanteze efectuarea unui schimb corect de căldură în regenerator. Regimul termic din Rg poate să fie prezentat într-o diagramă $t - S$ adică o diagramă temperatură – suprafață de schimb de căldură, ca în figura 5.19.

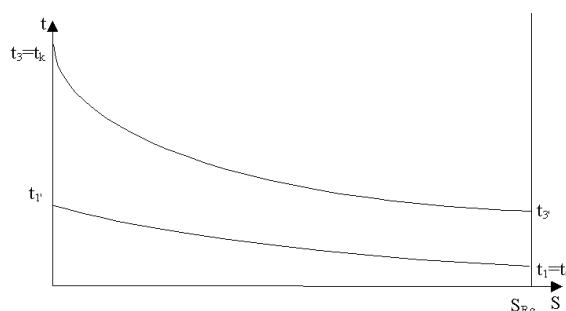


Fig. 5.19. Schimbul de căldură din Rg în diagrama t-s

În această diagramă se observă că temperatura de ieșire a lichidului din Rg ($t_{3'}$) și temperatura de ieșire a vaporilor din Rg ($t_{1'}$), se găsesc între temperatura lichidului la intrarea în Rg ($t_3=t_k$) și temperatura vaporilor reci la intrarea în Rg ($t_1=t_0$). În consecință, dintre $t_{1'}$ și $t_{3'}$, se va impune acea temperatură care va asigura un transfer termic normal între lichid și vapori. Practic trebuie să fie sigur că temperatura obținută prin calcul va rezulta în același interval $t_0 \dots t_k$.

Pentru calculul variației entalpiei specifice a lichidului se poate scrie:

$$h_3 - h_{3'} = c_{pl}(t_3 - t_{3'}) = c_{pl}\Delta t_l, \quad (5.27)$$

unde c_{pl} este căldura specifică a lichidului, iar Δt_l este variația temperaturii lichidului în Rg.

Pentru calculul variației entalpiei specifice a vaporilor se poate scrie:

$$h_{1'} - h_1 = c_{pv}(t_{1'} - t_1) = c_{pv}\Delta t_v, \quad (5.28)$$

unde c_{pv} este căldura specifică a vaporilor, iar Δt_v este variația temperaturii vaporilor în Rg.

Între căldurile specifice ale lichidului și vaporilor de freoni există relația aproximativă $c_{pl} \approx 2c_{pv}$. În consecință variațiile de temperatură ale lichidului și vaporilor sunt în relația $\Delta t_l \approx \Delta t_v/2$. Prin urmare, deoarece variația de temperatură a vaporilor în Rg, este aproximativ dublă față de variația de temperatură a lichidului, în același aparat, este mai sigur să se impună temperatura vaporilor la ieșirea din Rg adică $t_{1'}$, în intervalul $t_0 \dots t_k$ și atunci este sigur că și temperatura lichidului la ieșirea din Rg adică $t_{3'}$, se va găsi în același interval de temperaturi, deci va fi asigurat un transfer termic normal în schimbătorul intern de căldură.

Temperatura $t_{1'}$, după ce a fost impusă, permite determinarea parametrilor termodinamici ai stării 1', între care și entalpia $h_{1'}$. Din ecuația (5.26), se calculează valoarea entalpiei h_3 , a lichidului la ieșirea din Rg, care după ce este determinată, permite aflarea celorlalți parametri termodinamici ai stării 3', între care și temperatura $t_{3'}$.

O altă particularitate pe care o presupune calculul termic al acestor tipuri de instalații este aceea că $t_{1'}$ poate să ia teoretic o infinitate de valori în intervalul de temperatură $t_0 \dots t_k$. Se pune deci problema dacă nu cumva există un optim pentru $t_{1'}$.

Răspunsul la această întrebare se poate obține numai prin efectuarea repetată a calculului termic al ciclului, pentru fiecare valoare a temperaturii $t_{1'}$. Numărul foarte mare de calcule care trebuie efectuate (teoretic infinit), impune utilizarea calculatoarelor în acest tip de analize comparative. În acest scop este obligatoriu să fie cunoscute relații de calcul între parametri termodinamici ai agentului de lucru, ceea ce va elimina necesitatea utilizării diagramelor termodinamice, care devin ineficiente atunci când se dorește efectuarea unui număr mare de calcule termice ale unui ciclu frigorific.

Dacă se efectuează calculul termic al ciclului cu regenerare, pentru diferite valori $t_{1'}$, se constată că parametri de performanță ai ciclului ε și η_{ex} , au valori cu atât mai ridicate cu cât $t_{1'}$ este mai apropiată de t_k .

Literatura de specialitate recomandă $t_1 = t_0 \dots t_k - (10 \div 20)^\circ\text{C}$. De regulă însă, o creștere atât de pronunțată a temperaturii vaporilor, respectiv o subrăcire atât de avansată a condensului, necesită suprafețe mari de schimb de căldură ale R_g , deci o investiție inițială mare, la realizarea instalației. În consecință, din considerente care țin seama în primul rând de rațiuni tehnico-economice, de cele mai multe ori, în practică, subrăcirea maximă a lichidului este de numai $(5 \dots 10)^\circ\text{C}$, iar supraîncălzirea vaporilor este corespunzător de numai cca. $(10 \dots 20)^\circ\text{C}$.

6. MAȘINI FRIGORIFICE ÎN DOUĂ TREPTE DE COMPRIARE

6.1 Necesitatea utilizării a două trepte de comprimare

Odată cu scăderea temperaturii de vaporizare t_0 , necesară obținerii unor temperaturi foarte scăzute, scade și presiunea de vaporizare p_0 , deci crește raportul de comprimare al compresorului H.

Ca o consecință, apar unele dezavantaje între care cele mai importante sunt creșterea consumului de energie și reducerea coeficientului de debit al compresorului. În situații extreme, la creșterea prea accentuată a raportului de comprimare, aceasta devine nu numai neeconomică ci chiar imposibilă. O altă consecință nedorită este creșterea temperaturii vaporilor refulați. Aceasta nu poate depăși anumite limite, deoarece se poate atinge temperatura de cocsificare, sau chiar de aprindere a uleiului de ungere. De exemplu, la utilizarea amoniacului (NH_3), nu se va depăși sub nici o formă temperatura vaporilor refulați de 120...140°C.

Orientativ, într-o singură treaptă de comprimare se pot realiza temperaturi scăzute de până la -25°C. În principiu, raportul de comprimare nu trebuie să depășească valoarea 8 la utilizarea compresoarelor cu piston verticale, respectiv valoarea 6 la utilizarea compresoarelor cu piston orizontale.

La proiectarea instalațiilor frigorifice pentru realizarea temperaturilor de vaporizare aflate în domeniul pentru care se pot utiliza atât instalații într-o treaptă cât și în două trepte, se va efectua o analiză comparativă tehnico-economică, în vederea alegerii variantei optime. Pentru realizarea temperaturilor de vaporizare mai coborâte, se va utiliza comprimarea în două trepte.

6.2 Răcirea intermediară

Evitarea creșterii temperaturii de refulare, se realizează prin răcirea vaporilor între cele două trepte de comprimare. Acest proces se numește *răcire intermediară* și se poate realiza cu apă sau cu agent frigorific.

6.2.1 Răcirea intermediară cu apă

Această soluție se poate utiliza atunci când temperatura de refulare din prima treaptă de comprimare este mai mare decât temperatura de condensare. În figura 6.1 este prezentată schema de principiu a unei instalații frigorifice în două trepte de comprimare și răcire intermediară cu apă. Figurile 6.2.a și 6.2.b reprezintă procesele de lucru în diagramele lgp-h și T-s.

Prin utilizarea apei ca agent de răcire, vaporii supraîncălziți refulați din prima treaptă se pot răci până la o temperatură ușor superioară celei a apei, diferența de temperatură fiind de minim 10°C. În aceste condiții este evident că la sfârșitul răcirii intermediare, vaporii de agent frigorific vor avea o temperatură apropiată de temperatura de condensare, așa cum se observă și pe cele două diagrame. Răcirea intermediară cu apă se realizează în schimbătorul de căldură denumit *răcitor intermediar (Ri)*.

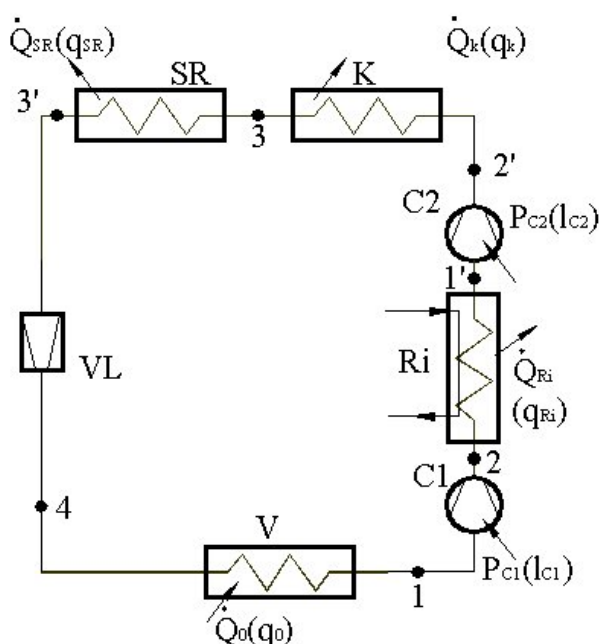


Fig. 6.1 Instalație frigorifică în două trepte de comprimare și răcire intermediară cu apă

În figura 6.2 procesul 1-II reprezintă comprimarea care s-ar realiza într-o singură treaptă de comprimare. Lucrul mecanic specific necesar realizării procesului este:

$$lc_{1tr} = h_{II} - h_I \quad (6.1)$$

Procesele 1-2 și 1'-2' reprezintă cele două trepte de comprimare, pentru realizarea cărora se consumă lucrul mecanic specific:

$$lc_{2tr} = (h_2 - h_1) + (h_{2'} - h_{1'}) \quad (6.2)$$

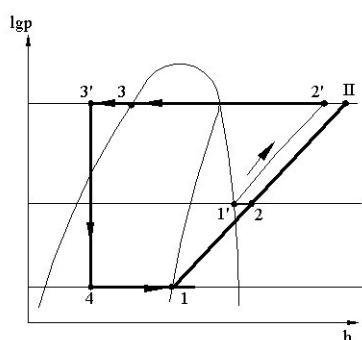


Fig. 6.2a Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama lgp-h

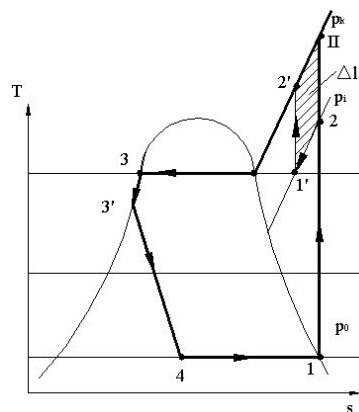


Fig. 6.2b Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama T-s

Între cele două trepte de comprimare se realizează răcirea intermediară cu apă, proces izobar în care agentul frigorific cedează apei de răcire căldura specifică:

$$q_{Ri} = h_2 - h_{1'} \quad (6.3)$$

Se observă că izobara de răcire intermediară este presiunea de refulare din prima treaptă, aceeași cu presiunea de aspirație în treapta a doua. În instalațiile frigorifice, această valoare a presiunii este denumită *presiune intermediară* și se notează cu p_i .

Analizând diagrama T-s se observă fără a fi nevoie să se efectueze nici un calcul, că la comprimarea în două trepte, lucrul mecanic specific, necesar celor două procese de comprimare este mai redus decât cel necesar comprimării într-o singură treaptă. Economia de lucru mecanic specific se poate calcula prin:

$$\Delta l = l_{c_{1tr}} - l_{c_{2tr}} = \text{aria } 1', 2, II, 2', 1' \quad (6.4)$$

În consecință, energia consumată de instalația funcționând în două trepte de comprimare este mai mică decât la funcționarea într-o singură treaptă de comprimare.

Dacă se citesc din diagramă valorile parametrilor termodinamici în stările caracteristice ale ciclului de lucru, se va observa că deși are loc răcirea intermediară, temperatura de refulare din treapta a doua se apropie totuși de valorile limită admise și chiar pentru temperaturi de vaporizare nu foarte scăzute, este posibil să fie depășită această limită. Prin urmare se impune găsirea unor soluții mai eficiente pentru realizarea răcirii intermediare.

6.2.2 Răcirea intermediară cu agent frigorific

Singura soluție pentru răcirea mai pronunțată a vaporilor refulați din prima treaptă este utilizarea agentului frigorific din acele părți ale instalației unde temperatura acestuia este mai scăzută decât cea a apei de răcire. Pentru răcirea intermediară se poate utiliza agent frigorific lichid, sau sub formă de vapori saturați. O asemenea răcire este mai eficientă deoarece, la aspirația în treapta a doua, vaporii pot avea temperaturi mult mai coborâte decât temperatura de condensare, ceea ce este imposibil la răcirea cu apă. O consecință evidentă este aceea că și la refularea din treapta a doua temperatura va fi mult mai redusă decât în cazul răcirii intermediare cu apă.

În instalațiile funcționând cu amoniac, răcirea intermediară se realizează cu lichid sau vapori proveniți dintr-un aparat care se utilizează numai la instalațiile în două trepte de comprimare cu amoniac, denumit *butelie de răcire intermediară* (BRI). În principiu, acest aparat este un recipient în care se găsesc în echilibru lichid și vapori de amoniac, aflați la presiunea intermediară p_i , respectiv la temperatura de saturație corespunzătoare, denumită și *temperatură intermediară* notată cu t_i .

Alimentarea cu lichid a buteliei se realizează prin intermediul unui ventil de laminare (VL). Acest ventil preia lichid aflat la p_k și îl aduce la p_i prin laminare adiabatică. În urma procesului rezultă vapori umezi, care în butelia de răcire intermediară se separă în lichid (aflat în partea inferioară a buteliei) și vapori (aflați în partea superioară a buteliei).

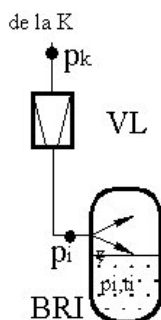


Fig. 6.3 Schema de principiu a buteliei de răcire intermediară

Între lichidul și vaporii din BRI există evident o suprafață de separație. O schemă a buteliei de răcire intermediară este prezentată în figura 6.3. Deoarece agentul din BRI se găsește la temperatura intermediară t_i mult mai mică decât cea ambiantă, acest aparat se izolează termic.

În instalațiile funcționând cu freoni, răcirea intermediară se realizează în schimbătoare interne de căldură, denumite și regeneratoare, specifice acestor agenți, așa cum s-a arătat și la instalațiile într-o treaptă. Agentul frigorific realizează efectiv răcirea intermediară poate să fie lichid care vaporizează în aceste schimbătoare de căldură, sau vapori saturați. În ambele situații presiunea freonului respectiv, care preia căldură realizând răcirea, este mai mică sau cel mult egală cu presiunea intermediară, iar temperatura la intrarea în schimbătoarele internă de căldură de acest tip este cel mult egală cu temperatura intermediară.

În funcție de starea vaporilor răciți, la sfârșitul răcirii intermediare, există două tipuri de asemenea procese: *răcire intermediară completă* și *răcire intermediară incompletă*. În cazul în care vaporii refulați se răcesc până la saturație (procesul 2-3), răcirea intermediară este denumită *completă*, iar dacă la sfârșitul procesului vaporii rămân supraîncălziți (procesul 2-3'), răcirea intermediară este denumită *incompletă*. Cele două tipuri de răcirii sunt prezentate în figura 6.4.

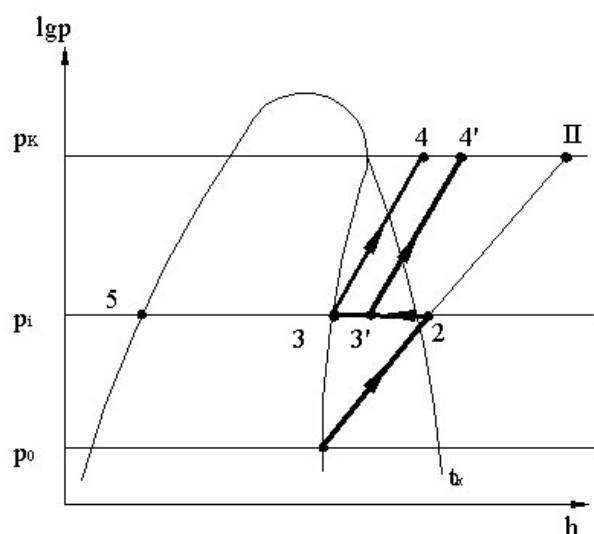


Fig. 6.4 Procesele de răcire intermediară completă și incompletă

Pe figură se observă că față de comprimarea într-o treaptă I-II, comprimarea în două trepte cu răcire intermediară incompletă reduce mult temperatura finală de refulare ($t_{4'} < t_{II}$), iar dacă se utilizează răcirea intermediară completă, temperatura finală de refulare scade și mai mult ($t_4 < t_{4'} < t_{II}$).

Răcirea intermediară completă este posibilă numai prin amestecul vaporilor refulați din prima treaptă de comprimare, cu lichid saturat aflat la aceeași presiune intermediară.

În instalațiile cu amoniac vaporii calzi (2) sunt introduși în zona de la baza buteliei de răcire intermediară unde se găsește lichidul (5). Vaporii se ridică spre suprafața de separație barbotând prin lichid. Contactul direct, permite un transfer termic intens între vaporii calzi și lichid. Astfel vaporii cedează căldură lichidului și se răcesc până la saturație (3), iar lichidul absoarbe această căldură și aflându-se la saturație, vaporizează parțial. Pentru a menține constant nivelul lichidului, este necesară alimentarea cu lichid a buteliei prin intermediul ventilului de laminare VL, așa cum se observă în figura 6.5. Este evident că butelia reprezintă practic, un schimbător de căldură prin amestec.

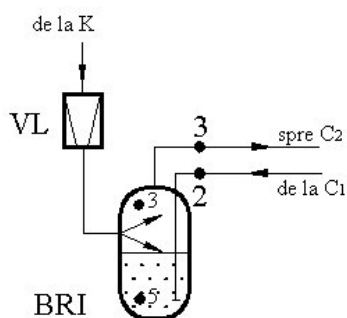


Fig. 6.5 BRI pentru răcire intermediară completă

În butelie, vaporilor refulați din prima treaptă de comprimare li se adaugă cei proveniți din vaporizarea parțială a lichidului și cei introduși odată cu lichidul laminat în VL, la ieșirea din acesta lichidul conținând și o cantitate de vaporii, chiar dacă redusă. Astfel se explică de ce în treapta a doua de comprimare, debitul masic de agent frigorific este mai mare decât în prima treaptă. Din acest motiv, la instalațiile de acest tip, lucrurile mecanice consumate la funcționarea în două trepte, respectiv într-o treaptă nu mai pot fi comparate atât

de ușor ca la instalația unde răcire intermediară se realizează cu apă. Pentru compararea lucrurilor mecanice este necesar calculul termic.

Chiar dacă debitul masic din treapta a doua este mai mare decât în prima treaptă, la aspirația în compresorul C2 presiunea este mai mare decât la aspirația în compresorul C1 ($p_1 > p_0$), ceea ce face ca în a doua treaptă de comprimare debitul volumic aspirat să fie aproximativ egal cu jumătate din debitul volumic aspirat în prima treaptă. Acest lucru este important, pentru că în treapta a doua se poate utiliza un compresor având cilindrul de aproximativ 2 ori mai mic decât cel din prima treaptă, sau având un număr de cilindri de aproximativ 2 ori mai mic decât cel din prima treaptă. O soluție des utilizată în instalațiile industriale cu amoniac este utilizarea unor compresoare cu 3 cilindri, dintre care doi funcționează în prima treaptă, iar al treilea în a doua treaptă de comprimare.

În instalațiile cu freoni, răcirea intermediară completă este mai puțin utilizată, deoarece în schimbătoarele interne de căldură, datorită necesității existenței unor diferențe de temperatură, vaporii calzi nu se pot răci până la saturație.

Răcirea intermediară incompletă în instalațiile pentru amoniac se realizează tot prin amestec, dar în afara buteliei de răcire intermediară, așa cum se arată în figura 6.6.

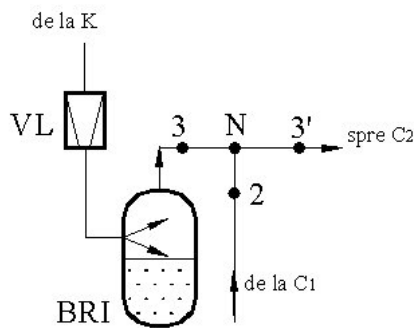


Fig. 6.6 BRI pentru răcire intermediară incompletă

Vaporii calzi refuși din prima treaptă de comprimare (2) se amestecă în nodul (intersecția de conducte) N cu vaporii saturați (3) din butelie. În urma amestecului rezultă tot vaporii supraîncălziți (3'), dar având temperatura mai redusă decât a vaporilor refuși de C1, de regulă sub cea de condensare. Dacă se efectuează bilanțul masic pentru nodul N, se observă că și în cazul acesta debitul masic în treapta a doua de comprimare este mai mare decât în prima treaptă, ceea ce face dificilă compararea lucrului mecanic consumat, față de instalația într-o treaptă, fiind necesară efectuarea calculului termic.

Față de răcirea intermediară completă, cea incompletă are avantajul că elimină complet riscul ca în compresorul de înaltă presiune C2 să ajungă lichid, dar are dezavantajul că temperatura la sfârșitul comprimării este mai ridicată. De asemenea cu cât comprimarea începe mai departe de curba de saturație, cu atât lucrul mecanic specific este mai mare. De regulă în practică se utilizează răcirea intermediară completă, deoarece riscul ca lichidul din BRI să ajungă în compresor este foarte redus, dar este foarte important ca temperatura de refulare din treapta a doua să fie cât mai mică. În plus, efectuarea calculelor termice arată că la răcirea intermediară completă consumurile energetice pentru comprimare sunt ceva mai reduse decât la răcirea intermediară incompletă.

În instalațiile cu freoni, răcirea intermediară incompletă se realizează așa cum s-a mai arătat, în schimbătoare interne de căldură.

6.3 Avantaje și dezavantaje ale comprimării în două trepte

Avantajele cele mai importante, față de comprimarea într-o singură treaptă sunt următoarele:

- Se reduce consumul energetic;
- Crește coeficientul de debit datorat spațiului mort (λ_1), deoarece pe fiecare treaptă în parte, raportul de comprimare este mai mic decât cel total;
- Scade riscul de cocsificare sau aprindere a uleiului de ungere, deoarece scade temperatura finală de refulare;
- Scade temperatura medie a cilindrilor, deci crește coeficientul de debit (λ_3), datorat încălzirii agentului la aspirație;
- Se reduc pierderile prin neetanșeități, datorită reducerii diferenței de presiune pe fețele pistoanelor, deci crește coeficientul de debit (λ_4).

Dezavantajele mai semnificative ale comprimării în două trepte sunt:

- Crește complexitatea instalației prin mărirea numărului aparatelor și a numărului de circuite frigorifice;
- Exploatarea devine mai pretențioasă și impune utilizarea de personal cu calificare mai ridicată în domeniu;
- Cresc pierderile hidraulice și deci apar consumuri energetice suplimentare pentru acoperirea lor.

6.4 Determinarea presiunii intermediare optime

Presiunea intermediară p_i care separă cele două trepte de comprimare nu este determinată de condițiile exterioare de lucru, putând fi studiată influența acestui parametru asupra performanțelor instalației. Acest lucru se poate realiza prin utilizarea calculatoarelor electronice pentru efectuarea calculului termic.

În literatura de specialitate sunt recomandate mai multe relații pentru determinarea valorii presiunii intermediare:

$$p_i = \sqrt{p_0 p_k}, \quad (6.5)$$

relație care asigură valoarea maximă a eficienței frigorifice și valori egale ale rapoartelor de comprimare pentru fiecare treaptă în parte:

$$H_1 = \frac{p_i}{p_0} = H_2 = \frac{p_k}{p_i} \quad (6.6)$$

Alte relații permit fie calculul p_i fie calculul t_i :

$$\begin{aligned} p_i &= \sqrt{p_0 p_k} + 0,35 \text{ atm.} \\ T_i &= \sqrt{T_0 T_k} \\ T_i &= (T_0 + T_k)/2 \\ t_i &= 0,4t_k + 0,6t_0 + 3^\circ\text{C} \\ p_i &= 1,2p_0 \frac{\dot{V}_{cl}}{\dot{V}_{cl}}, \end{aligned} \quad (6.7)$$

unde $\dot{V}_{cl}$, respectiv $\dot{V}_{cl}$ reprezintă debitele volumice teoretice de agent frigorific la aspirația în cele două trepte de comprimare.

6.5 Instalația cu o laminare și răcire intermediară completă

Denumirea instalației, reprezentată în figura 6.7 provine de la faptul că lichidul care alimentează vaporizatorul este laminat o singură dată de la p_k la p_0 , în VL2. Pe de altă parte răcirea intermediară este completă. Procesele de lucru din această instalație sunt reprezentate în diagrama lgp-h din figura 6.8.

Pe schema instalației se observă că în nodul N, o parte din lichidul de presiune p_k (6) este laminată în VL2 până la presiunea p_0 (8), iar o altă parte este laminată în VL1 până la presiunea p_i (7). Acest debit aflat la presiunea intermediară trebuie să compenseze acea parte de lichid din butelia de răcire intermediară, care vaporizează în procesul de răcire a vaporilor refuși de compresorul de joasă presiune.

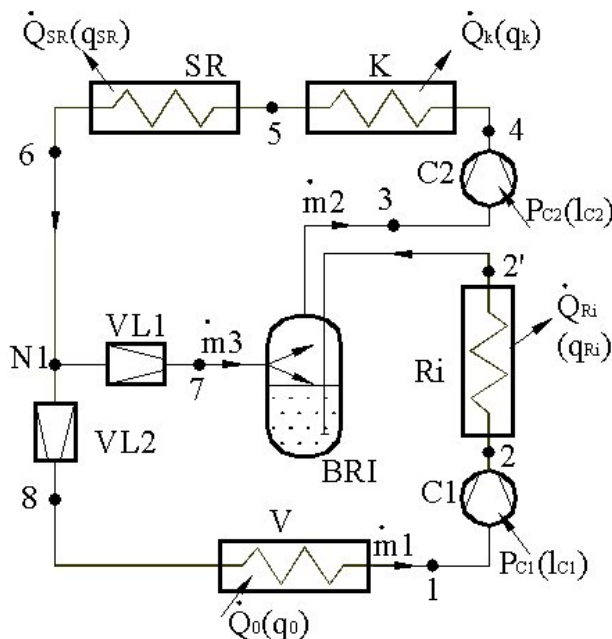


Fig. 6.7 Schema instalației cu o laminare și răcire intermediară completă

În schema instalației apare și răcitorul intermediar Ri în care se realizează o răcire intermediară cu apă. De regulă, deși acest aparat este reprezentat în schema instalației, în practica industrială el se utilizează numai dacă temperatura vaporilor refuși din prima treaptă de comprimare (2) este cu cel puțin 20°C mai mare decât temperatura de condensare ($t_2 > t_k + 20^\circ\text{C}$). În cazul utilizării acestuia, Ri este eficient, contribuind la reducerea debitului masic din treapta a doua și deci la reducerea consumului energetic din această treaptă de comprimare. Această reducere a debitului este explicabilă prin faptul că în BRI vaporii intră mai reci decât dacă nu se utilizează Ri, deci cedează aici mai puțină căldură, deci vaporizează o cantitate mai mică de lichid care urmează să ajungă sub formă de vaporii la aspirația treptei a doua de comprimare.

Procesele de lucru reprezentate în figura 6.8 sunt cunoscute, fiind descrise detaliat în paragrafe anterioare.

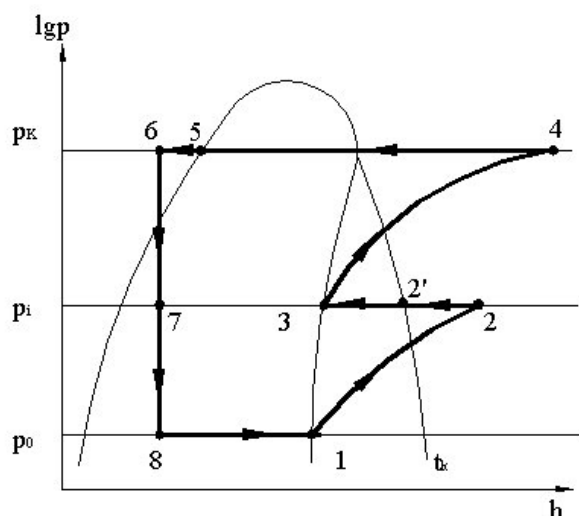


Fig. 6.8 Procesele de lucru în diagrama lgp-h

Calculul termic al instalației trebuie să determine întâi condițiile interne de lucru:

$$t_r \rightarrow t_0 \rightarrow p_0 ; t_a \rightarrow t_k \rightarrow p_k ;$$

$$p_i = \sqrt{p_0 p_k} \quad (6.8)$$

În continuare se determină valorile parametrilor termodinamici (t, p, h, s, x, v) pentru stările caracteristice ale ciclului de lucru al instalației. De regulă aceste valori se citesc din tabele și diagrama lgp-h, dar pot fi determinate și prin calcul, dacă sunt cunoscute relațiile matematice de legătură între acești parametri.

Necunoscutele calculului termic sunt debitele masice și schimburile energetice cu exteriorul, în total fiind 8 necunoscute:

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_k, \dot{Q}_{Ri}, \dot{Q}_{SR} \quad (6.9)$$

Pentru determinarea acestor necunoscute se pot scrie șapte ecuații de bilanț termic și o ecuație de bilanț masic:

$$\text{Ec. b.t. : } V, C1, C2, Ri, K, SR, BRI \quad (7 \text{ ec.})$$

$$\text{Ec. b.m. : } N \text{ sau BRI} \quad (1 \text{ ec.}) \quad (6.10)$$

Algoritmul de calcul termic este următorul:

$$(b.t.V): \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_8) = \dot{Q}_0 / q_0$$

$$(b.m.N): \dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1$$

$$(b.t.BRI): \dot{m}_1 h_{2'} + \dot{m}_3 h_7 = \dot{m}_2 h_3 \Rightarrow \quad (6.11)$$

$$\dot{m}_1 h_{2'} + \dot{m}_2 h_7 - \dot{m}_1 h_7 = \dot{m}_2 h_3 \Rightarrow \dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_{2'} - h_7}{h_3 - h_7} > \dot{m}_1$$

se poate nota raportul dintre debitele masice din cele două trepte de comprimare cu y și rezultă:

$$y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_{2'} - h_7}{h_3 - h_7} > 1 \quad (6.12)$$

dacă lipsește Ri , atunci acest raport are valoarea y' :

$$y' = \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_7} > y \quad (6.13)$$

ceea ce confirmă afirmația anterioară conform căreia Ri reduce debitul masic din treapta a doua. După determinarea debitelor masice se pot calcula ușor valorile schimburilor energetice:

$$\begin{aligned}
 (\text{b.t.C1}): P_{C1} &= \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_1 l_{C1} \\
 (\text{b.t.C2}): P_{C2} &= \dot{m}_2(h_4 - h_3) = \dot{m}_2 l_{C2} \\
 (\text{b.t.RI}): \dot{Q}_{Ri} &= \dot{m}_1(h_2 - h_{2'}) = \dot{m}_1 q_{Ri} \\
 (\text{b.t.K}): \dot{Q}_K &= \dot{m}_2(h_4 - h_5) = \dot{m}_2 q_K \\
 (\text{b.t.SR}): \dot{Q}_{SR} &= \dot{m}_2(h_5 - h_6) = \dot{m}_2 q_{SR}
 \end{aligned} \tag{6.14}$$

Se recomandă ca întotdeauna să se verifice corectitudinea calculelor prin scrierea ecuației de bilanț termic pe întreaga instalație. Această ecuație trebuie să aibă suma energiilor introduse în sistem (membrul stâng) egală cu suma energiilor evacuate din sistem (membrul drept):

$$(\text{b.t.i.f}): \dot{Q}_0 + P_{C1} + P_{C2} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ri} + \dot{Q}_{SR} \tag{6.15}$$

Dacă această ecuație nu se verifică, atunci trebuie reluate calcule.

În continuare se determină rapoartele de comprimare și coeficienții de debit pentru compresoare:

$$H_1 = \frac{p_i}{p_0}; H_2 = \frac{p_k}{p_i} \Rightarrow \lambda_1(H_1); \lambda_2(H_2) \tag{6.16}$$

Urmează determinarea debitelor volumice aspirate ($\dot{V}_a$) și debitele volumice teoretice ($\dot{V}_t$), adică cilindrele compresoarelor:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_{aI} &= \dot{m}_1 v_1; \dot{V}_{tI} = \dot{V}_{aI} / \lambda_1 \\
 \dot{V}_{aII} &= \dot{m}_2 v_3; \dot{V}_{tII} = \dot{V}_{aII} / \lambda_2
 \end{aligned} \tag{6.17}$$

În final se calculează parametrii de performanță ai cilului, eficiența frigorifică (ε), respectiv randamentul exergetic (η_{ex}).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C1} + P_{C2}}; \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \tag{6.18}$$

6.6 Instalația cu două laminări și răcire intermediară completă

Denumirea instalației prezentate în figura 6.9 provine de la faptul că lichidul obținut în condensatorul K și apoi subrăcit în SR, este laminat de două ori, întâi până la p_i în VL1 și apoi până la p_0 în VL2. Practic această variantă de instalație are două circuite distincte, unul de joasă presiune alcătuit din VL2, C1, Ri și unul de înaltă presiune, alcătuit din C2, K, SR, VL1. Aparatul care leagă cele două circuite este BRI.

Procese de lucru sunt reprezentate în figura 6.10 și sunt cunoscute în totalitate fiind descrise în paragrafe anterioare.

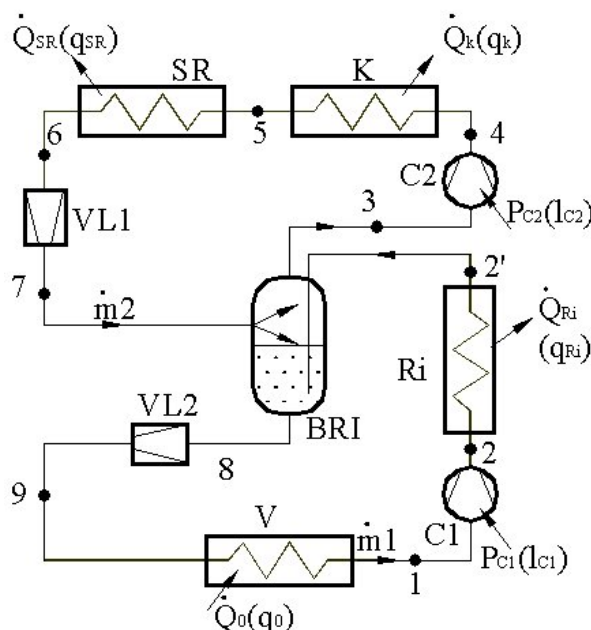


Fig. 6.9 Schema instalației cu două laminări și răcire intermediară completă

Calculul termic trebuie să determine 7 necunoscute, două debite masice și 5 schimburi energetice, cu ajutorul a 7 ecuații de bilanț termic, câte una pentru fiecare aparat în parte:

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_{Ri}, \dot{Q}_K, \dot{Q}_{SR} \quad (7 \text{ nec.}) \quad (6.19)$$

$$\text{Ec. b.t.: } V, C1, C2, Ri, K, SR, BRI \quad (7 \text{ ec.})$$

După stabilirea condițiilor interne de lucru și a valorilor parametrilor termodinamici pentru stările caracteristice ale ciclului de lucru, analog ca la instalația cu o laminare, algoritmul de calcul este următorul:

$$(\text{b.t.V}): \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_9) \quad (6.20)$$

Se observă că $\dot{m}_1$ este mai mic decât la instalația cu o laminare.

6.7 Instalația cu subrăcire avansată și răcire intermediară completă

Schema instalației este prezentată în figura 6.11, iar procesele de lucru corespunzătoare, în figura 6.12.

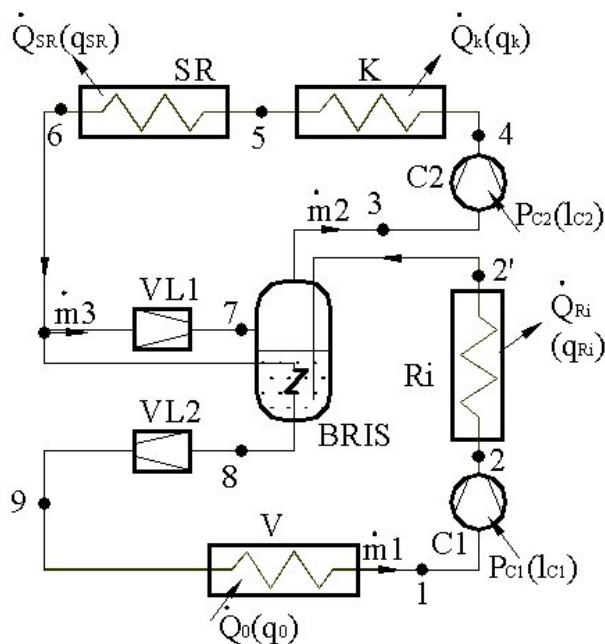


Fig. 6.11 Schema instalației cu subrăcire avansată și răcire intermediară completă

Spre deosebire de instalația cu o laminare, din care provine această variantă, lichidul de înaltă presiune, obținut în condensatorul K și subrăcit cu apă în subrăcitorul SR, este introdus în *butelia de răcire intermediară cu serpentină (BRIS)*. Această butelie are în plus față de cele prezentate anterior, o serpentină imersată în lichidul aflat în partea inferioară a buteliei, la p_i și t_i . În această serpentină, lichidul de înaltă presiune p_k , se poate subrăci până în starea 8, sub nivelul de temperatură al mediului ambiant și anume până la o temperatură apropiată de cea intermediară: $t_8 = t_i + (3...5)^\circ\text{C}$.

Această subrăcire avansată, de unde și denumirea instalației, permite reducerea semnificativă a debitului masic în treapta de joasă presiune, deoarece la intrarea în vaporizator agentul frigorific va avea o entalpie mult mai scăzută decât în cazul instalației cu o laminare.

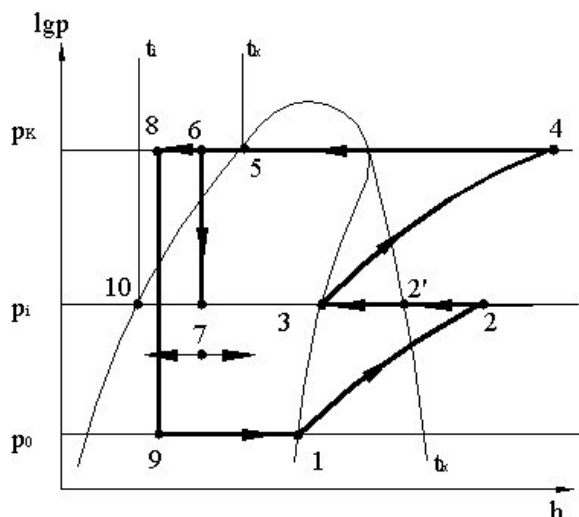


Fig. 6.12 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama lgp-h

Căldura cedată de lichidul de înaltă presiune în serpentina din BRIS, este preluată de lichidul aflat la presiunea intermediară în butelie, prin vaporizarea parțială a acestuia. O altă parte din acest lichid vaporizează realizând răcirea intermediară completă a vaporilor refuși din compresorul de joasă presiune C1. Lichidul vaporizat este înlocuit prin preluarea în nodul N a unui debit de lichid de înaltă presiune și laminarea acestuia în VL1 până la presiunea intermediară.

Calculul termic trebuie să determine 8 necunoscute, trei debite masice și 5 schimburi energetice, cu ajutorul a 7 ecuații de bilanț termic, câte una pentru fiecare aparat în parte și a unei ecuații de bilanț masic, scrisă pe unul din nodurile instalației:

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_{Ri}, \dot{Q}_K, \dot{Q}_{SR} \quad (8 \text{ nec.})$$

$$\text{Ec. b.t. : } V, C1, C2, Ri, K, SR, BRIS \quad (7 \text{ ec.}) \quad (6.27)$$

$$\text{Ec.b.m. : } N \text{ sau BRIS} \quad (1 \text{ ec.})$$

După determinarea condițiilor interne de lucru și a valorilor parametrilor termodinamici pentru stările caracteristice ale ciclului de lucru, în aceeași manieră ca la instalațiile cu una sau cu două laminări, algoritmul de calcul este următorul:

$$(\text{b.t.V}): \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_9) \quad (6.28)$$

Se observă că $\dot{m}_1$ este mai mic decât la instalația cu o laminare.

În continuare se pot determina celelalte două debite necunoscute, prin scrierea ecuației de bilanț masic pe nodul N, de exemplu și a ecuației de bilanț termic pe BRIS:

$$(\text{b.m.N}): \dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 \quad (6.29)$$

$$(\text{b.t.BRIS}): \dot{m}_1 h_{2'} + \dot{m}_1 h_6 + \dot{m}_3 h_7 = \dot{m}_2 h_3 + \dot{m}_1 h_8$$

Înlocuind $\dot{m}_3$ în ecuația de bilanț termic pe BRIS se obține debitul masic din treapta a doua:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_{2'} - h_8}{h_3 - h_7} > \dot{m}_1 \quad (6.30)$$

Dacă din instalație ar fi lipsit Ri, atunci același debit s-ar fi calculat cu relația:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} \quad (6.31)$$

Se poate calcula raportul dintre cele două debite, în situația cu și fără Ri:

$$y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_{2'} - h_8}{h_3 - h_7} \quad ; \quad y' = \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} > y \quad (6.32)$$

Se observă din nou că răcitorul intermediar, dacă este utilizat reduce debitul masic în treapta a doua de comprimare.

În continuare se pot determina schimburile energetice cu exteriorul:

$$\begin{aligned} (\text{b.t.C1}): P_{C1} &= \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_1 l_{C1} \\ (\text{b.t.C2}): P_{C2} &= \dot{m}_2(h_4 - h_3) = \dot{m}_2 l_{C2} \\ (\text{b.t.RI}): \dot{Q}_{Ri} &= \dot{m}_1(h_2 - h_{2'}) = \dot{m}_1 q_{Ri} \\ (\text{b.t.K}): \dot{Q}_K &= \dot{m}_2(h_4 - h_5) = \dot{m}_2 q_K \\ (\text{b.t.SR}): \dot{Q}_{SR} &= \dot{m}_2(h_5 - h_6) = \dot{m}_2 q_{SR} \end{aligned} \quad (6.33)$$

Este bine întotdeauna să se verifice corectitudinea calculelor prin scrierea ecuației de bilanț termic pe întreaga instalație:

$$(\text{b.t.i.f.}): \dot{Q}_0 + P_{C1} + P_{C2} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ri} + \dot{Q}_{SR} \quad (6.34)$$

În vederea proiectării ulterioare a instalației se poate calcula și sarcina termică a serpentinei din butelie, chiar dacă aceasta nu participă la bilanțul termic al instalației, intermediind un transfer termic intern:

$$(\text{b.t.S}): \dot{Q}_S = \dot{m}_1(h_8 - h_6) \quad (6.35)$$

În final se pot calcula parametrii de performanță ai ciclului, eficiența frigorifică și randamentul exergetic:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C1} + P_{C2}} \quad ; \quad \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad (6.36)$$

6.8 Instalatia cu subracire avansata si racire intermediara incompleta

Schema instalației este prezentată în figura 6.13, iar procesele de lucru corespunzătoare în figura 6.14.

Răcirea intermediară incompletă se realizează în nodul N2 al instalației, unde vaporii calzi (2') refuțați de compresorul din treapta de joasă presiune C1 și eventual răciți cu apă în răcitorul intermediar RI, vin în contact cu vaporii reci (3) proveniți din butelia de răcire BRIS. Starea de amestec rezultată (3') se va găsi tot la presiunea intermediară și va avea temperatura între temperaturile vaporilor care se amestecă.

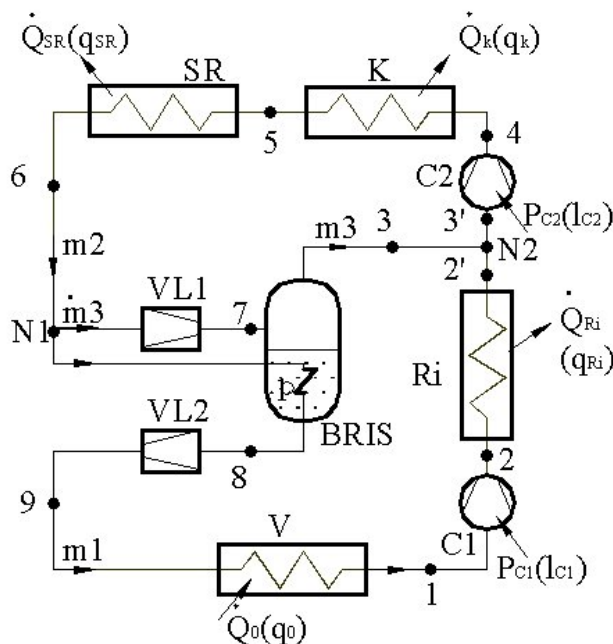


Fig. 6.13 Schema instalației cu subrăcire avansată și răcire intermediară incompletă

În aceeași butelie, lichidul de înaltă presiune de subrăcește până aproape de temperatura intermediară pe seama vaporizării parțiale a lichidului aflat la presiune intermediară în butelie. Restul proceselor sunt cunoscute, fiind descrise anterior.

Calculul termic prezintă o particularitate față de situațiile anterioare întâlnite la celelalte variante de instalații în două trepte analizate. Apare o situație nouă în sensul că în afară de debite masice și schimburi energetice, trebuie să fie determinată și entalpia necunoscută a stării de amestec 3'. În total sunt 9 necunoscute, 3 debite masice, o entalpie și 5 schimburi energetice. Acestea se vor determina cu ajutorul a 8 ecuații de bilanț termic, câte una pentru cele 7 aparate și una pentru nodul energetic N2 și a unei ecuații de bilanț masic, scrisă pe unul din nodurile instalației:

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, h_{3'}, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_{Ri}, \dot{Q}_K, \dot{Q}_{SR} \quad (9 \text{ nec.})$$

$$\text{Ec. b.t. : V, C1, C2, Ri, K, SR, BRIS, N2 (8 ec.)} \quad (6.37)$$

Ec.b.m. : N1 sau N2 (1 ec.)

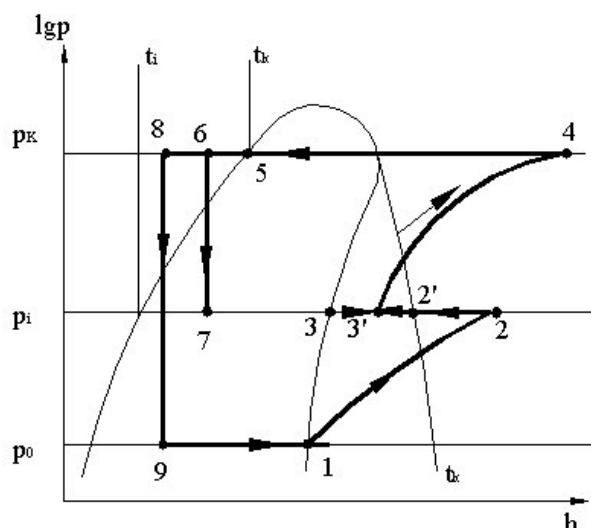


Fig. 6.14 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama $\lg p-h$

După determinarea condițiilor interne de lucru și a valorilor parametrilor termodinamici pentru stările caracteristice ale ciclului de lucru (în afară de starea 3' care este necunoscută), în aceeași manieră ca la celelalte instalații în două trepte de comprimare, algoritmul de calcul este următorul:

$$(b.t.V): \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_1 - h_9) \quad (6.38)$$

În continuare se pot determina celelalte două debite necunoscute prin scrierea ecuației de bilanț masic pe nodul N1, de exemplu și a ecuației de bilanț termic pe BRIS:

$$(b.m.N1): \dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 \quad (6.39)$$

$$(b.t.BRIS): \dot{m}_1 h_6 + \dot{m}_3 h_7 = \dot{m}_1 h_8 + \dot{m}_3 h_3$$

Înlocuind $\dot{m}_3$ în ecuația de bilanț termic pe BRIS se obține debitul masic din treapta a doua:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_3 - h_8}{h_3 - h_7} > \dot{m}_1 \quad (6.40)$$

Pentru această variantă de instalație, debitul masic din treapta a doua nu este influențat de prezența în instalație a răcitorului intermediar Ri. Este important însă, să se constate că debitul masic în treapta a doua de comprimare este mai mic decât la varianta anterioară, cu răcire intermediară completă. Acest lucru se explică prin faptul că vaporii calzi nu mai sunt introduși în lichidul din butelie și deci nu mai produc vaporizarea parțială a lichidului de aici, ceea ce reduce mult debitul de vaporii din treapta a doua. Acest avantaj trebuie corelat însă cu observația că întotdeauna la răcirea intermediară incompletă, temperatura finală de refulare (4) este mai ridicată decât la răcirea intermediară completă, ceea ce ar putea să reprezinte o problemă, dacă t_4 se apropie de valoarea limită admisă. Se poate calcula raportul dintre debitele din cele două trepte de comprimare:

$$y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{h_3 - h_8}{h_3 - h_7} \quad (6.41)$$

Entalpia stării 3' se determină din bilanțul termic al amestecului din nodul N2:

$$(b.t.N2): \dot{m}_1 h_{2'} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_{3'} \Rightarrow h_{3'} = \frac{\dot{m}_1 h_{2'} + \dot{m}_3 h_3}{\dot{m}_2} \quad (6.42)$$

În continuare se pot determina schimburile energetice cu exteriorul:

$$(b.t.C1): P_{C1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_1 l_{C1}$$

$$(b.t.C2): P_{C2} = \dot{m}_2(h_4 - h_{3'}) = \dot{m}_2 l_{C2}$$

$$(b.t.Ri): \dot{Q}_{Ri} = \dot{m}_1(h_2 - h_{2'}) = \dot{m}_1 q_{Ri} \quad (6.43)$$

$$(b.t.K): \dot{Q}_K = \dot{m}_2(h_4 - h_5) = \dot{m}_2 q_K$$

$$(b.t.SR): \dot{Q}_{SR} = \dot{m}_2(h_5 - h_6) = \dot{m}_2 q_{SR}$$

Este recomandat și în acest caz să se verifice corectitudinea calculelor prin scrierea ecuației de bilanț termic pe întreaga instalație:

$$(b.t.i.f.): \dot{Q}_0 + P_{C1} + P_{C2} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ri} + \dot{Q}_{SR} \quad (6.44)$$

În vederea proiectării ulterioare a instalației se poate calcula și sarcina termică a serpentinei din butelie, chiar dacă aceasta nu participă la bilanțul termic al instalației, intermediind un transfer termic intern:

$$(b.t.S): \dot{Q}_S = \dot{m}_1(h_8 - h_6) \quad (6.45)$$

În final se pot calcula parametrii de performanță ai ciclului, eficiența frigorifică și randamentul exergetic:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C1} + P_{C2}}; \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad (6.46)$$

6.9 Instalația cu două nivele diferite de temperatură scăzută

Dacă se solicită frig la două nivele diferite de temperatură scăzută, de exemplu pentru congelarea și refrigerarea produselor alimentare, cele două temperaturi pot fi realizate prin câte o instalație frigorifică independentă sau printr-o singură instalație, ca cea prezentată în figura 6.15. Procesele de lucru corespunzătoare sunt reprezentate în figura 6.16.

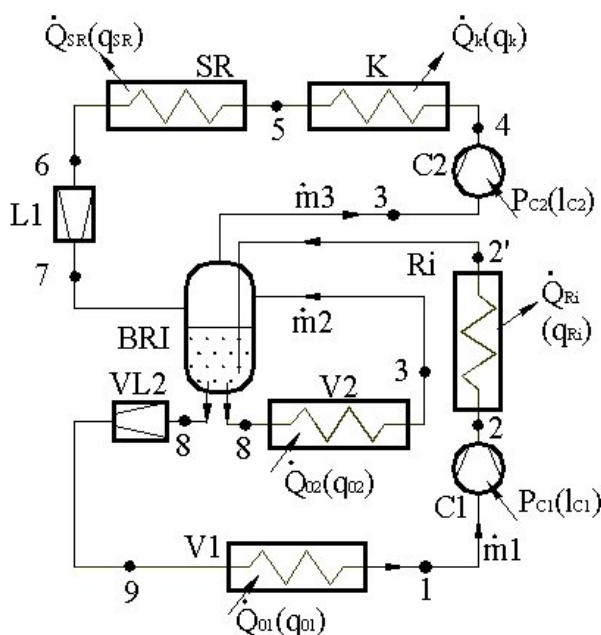


Fig. 6.15 Schema instalației cu două nivele de temperatură scăzută

Calculul termic pentru această instalație, trebuie să țină seama de faptul că presiunile de vaporizare pentru cele două vaporizatoare vor fi determinate de cele două temperaturi scăzute care trebuie realizate:

$$t_{r1} \rightarrow t_{01} \rightarrow p_{01}; t_{r2} \rightarrow t_{02} \rightarrow p_{02} \quad (6.47)$$

În acest caz presiunea de vaporizare mai mare (de exemplu p_{02}), va fi și presiunea intermediară a instalației, aceasta fiind deci determinată de condițiile exterioare de lucru, nemaiputând fi considerată un parametru și eventual optimizată ($p_i = p_{02}$). Evident temperatura de vaporizare mai ridicată va fi și temperatura intermediară ($t_i = t_{02}$).

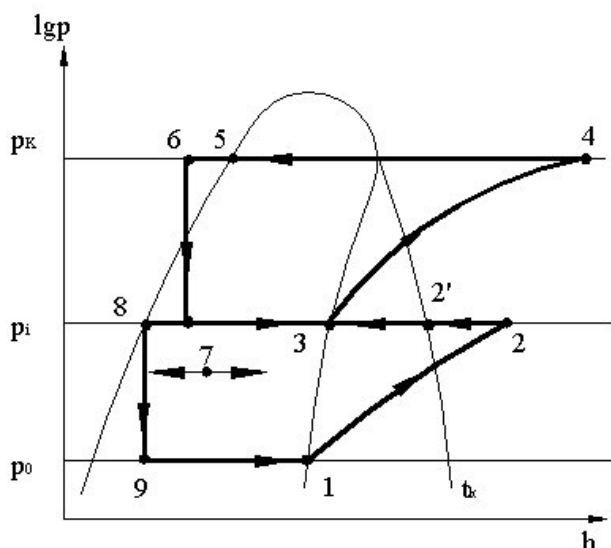


Fig. 6.16 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama $\lg p-h$

Vaporizatorul aflat la temperatură mai ridicată (V2), va fi alimentat cu lichid direct din butelia de răcire intermediară. La sfârșitul vaporizării se obțin așa cum s-a arătat și în capitolul referitor la instalațiile într-o treaptă, vapori saturați uscați (3). Trebuie remarcat că deoarece la ieșirea din vaporizatorul V2 acești vapori se găsesc la presiunea intermediară, *starea vaporilor saturați la ieșirea din vaporizatorul V2 este identică cu starea de vapori saturați din interiorul buteliei de răcire intermediară*, fapt pentru care aceștia au fost notați tot cu 3. Dacă cele două stări sunt considerate diferite, va fi imposibil să fie efectuat corect calculul termic al instalației, deci va fi imposibilă o proiectare corectă a acesteia.

Vaporizatorul aflat la temperatură mai scăzută (V1), va fi alimentat cu lichid tot din BRI, dar prin intermediul ventilului de laminare VL2.

Dacă se ține seama de observațiile anterioare, calculul termic nu ridică nici un fel de probleme și poate fi efectuat după modelele prezentate anterior. Parametrii termodinamici ai stărilor caracteristice ale ciclului de lucru se determină fără probleme cu ajutorul diagramei și a tabelor. Debitele masice $\dot{m}_1$ și $\dot{m}_2$ se calculează din ecuațiile de bilanț termic pe cele două vaporizatoare V1 și V2, iar debitul masic $\dot{m}_3$ se determină din ecuația de bilanț termic pe butelia de răcire intermediară. Schimburile energetice se determină cu aceleași relații care au fost deja prezentate.

O observație importantă o reprezintă însă modul în care se determină parametrii de performanță, eficiența frigorifică ε și în special randamentul exergetic η_{ex} :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{01} + \dot{Q}_{02}}{P_{C1} + P_{C2}}; \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{01} \left(\frac{T_a}{T_{r1}} - 1 \right) + \dot{Q}_{02} \left(\frac{T_a}{T_{r2}} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} \quad (6.48)$$

Se observă că randamentul exergetic se poate calcula acum numai cu ajutorul relației sale de definiție și nu se mai poate exprima în funcție de eficiența frigorifică, la fel ca în cazul instalațiilor cu un singur nivel de temperatură scăzută.

6.10 Instalația cu două nivele de temperatură scăzută apropiate ca valoare

Dacă se solicită frig la două nivele diferite de temperatură scăzută, dar apropiate între ele ca valoare, de exemplu pentru congelarea și păstrarea produselor din carne, cele două temperaturi pot fi realizate de o instalație în două trepte cu un singur nivel de temperatură scăzută și anume cea corespunzătoare camerei (tunelului) de congelare, sau printr-o singură instalație, ca cea prezentată în figura 6.17. Procesele de lucru corespunzătoare sunt reprezentate în figura 6.18.

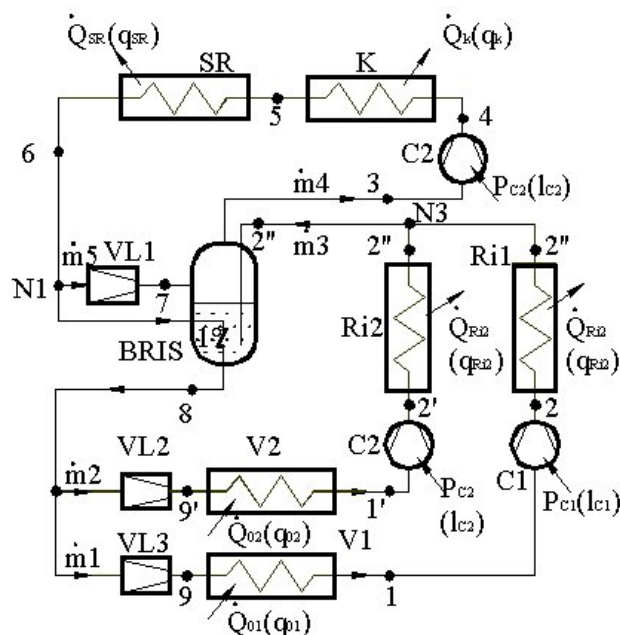


Fig. 6.17 Schema instalației cu două nivele de temperatură scăzută apropiate ca valoare

Dezavantajul utilizării unui singur nivel de temperatură scăzută este reprezentat de ireversibilitățile interne datorate transferului termic la diferențe foarte mari de temperatură din vaporizatoarele instalației, montate în camerele (depozitele) pentru păstrarea produselor congelate. Din acest punct de vedere este preferabilă instalația din figura 6.17, mai ales dacă o analiză tehnico-economică a celor două variante posibile arată și că economiile realizate în timp prin reducerea ireversibilităților interne menționate, acoperă investiția inițială mai mare reprezentată de numărul mai ridicat de compresoare din instalația nou propusă.

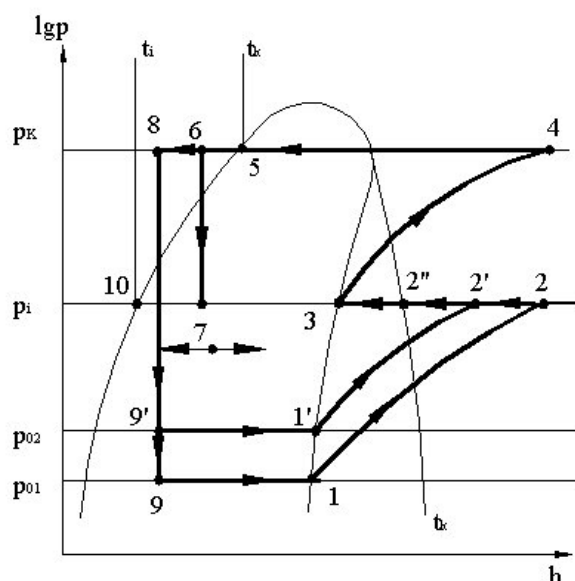


Fig. 6.18 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama lg p-h

Se observă că cele două compresoare din treapta de joasă presiune C1 și C2, au ambele aceeași presiune de refulare, reprezentată de presiunea intermediară p_i . Această valoare comună a presiunii de refulare din prima treaptă de comprimare, este denumită în practica instalațiilor frigorifice și "*bară comună*", de unde provine denumirea utilizată uneori pentru această instalație și anume "*instalație cu bară comună*".

Calculul termic pentru această instalație, ține seama de faptul că presiunile de vaporizare sunt determinate de cele două temperaturi scăzute care trebuie realizate:

$$t_{r1} \rightarrow t_{01} \rightarrow p_{01}; t_{r2} \rightarrow t_{02} \rightarrow p_{02} \quad (6.49)$$

Pentru această instalație, presiunea intermediară nu este determinată de condițiile externe de lucru, aceasta putând să fie considerată un parametru care influențează valorile parametrilor de performanță ai instalației. De regulă p_i se determină în funcție de valoarea medie p_{0m} , a celor două presiuni de vaporizare și de valoarea presiunii de condensare p_k :

$$p_{0m} = (p_{01} + p_{02})/2; p_i = \sqrt{p_{0m} p_k} \quad (6.50)$$

Singura problemă pe care o mai poate ridica calculul termic pentru această variantă de instalație în două trepte de comprimare cu amoniac, o reprezintă determinarea stării 2'', de amestec în nodul N3, iar starea 2'' va rezulta între 2 și 2'.

Dacă în instalație există cele două răcitoare intermediare cu apă Ri1 și Ri2, atunci practic în N3 se amestecă cele două debite $\dot{m}_1$ și $\dot{m}_2$ având aceeași stare 2'', caracterizată prin presiunea intermediară și temperatura de condensare. În această situație este evident că și în urma amestecului agentul se va găsi în aceeași stare 2''.

În cazul în care din instalație lipsesc cele două răcitoare intermediare, nodul N3 devine un nod energetic, pentru că stările celor trei debite devin diferite. De această dată starea 2'' nu mai este cunoscută, pentru că nu mai are temperatura egală cu cea de condensare. Entalpia $h_{2''}$ se determină din ecuația de bilanț termic pe nodul N3.

Ținând seama de observațiile anterioare, calculul termic nu ridică nici un fel de probleme și poate fi efectuat după modelele prezentate anterior.

Din nou, ca o particularitate întâlnită și la varianta anterioară de instalație, parametrii de performanță, eficiența frigorifică ε și în special randamentul exergetic η_{ex} , se determină diferit față de la instalațiile cu un singur nivel de temperatură scăzută:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{01} + \dot{Q}_{02}}{P_{C1} + P_{C2}}; \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{01} \left(\frac{T_a}{T_{r1}} - 1 \right) + \dot{Q}_{02} \left(\frac{T_a}{T_{r2}} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} \quad (6.51)$$

Randamentul exergetic se poate calcula din nou, numai cu ajutorul relației sale de definiție și nu se mai poate exprima în funcție de ε ca în cazul instalațiilor cu un singur nivel de temperatură scăzută.

6.11 Instalații în două trepte cu freoni

Particularitatea esențială a acestor instalații este că folosesc schimbătoare interne de căldură de tip regenerativ, atât pentru subrăcirea lichidului cu ajutorul vaporilor reci cât și pentru răcirea intermediară a vaporilor refulați din prima treaptă de comprimare. De regulă răcirea intermediară este incompletă, pentru că vaporii comprimați în treapta de joasă presiune a instalației nu se mai amestecă împreună cu lichidul aflat la presiunea intermediară într-o butelie de răcire intermediară, aceasta lipsind din instalațiile în două trepte cu freoni.

Sunt posibile mai multe variante constructive de asemenea instalații, cu două, sau chiar trei schimbătoare interne de căldură. În figura 6.19 este prezentată o schemă de instalație cu trei asemenea aparate Si1, Si2 și Si3. Procesele de lucru corespunzătoare sunt figurate în diagrama lgp-h din figura 6.20.

Schimbătorul de căldură Si1 funcționează exact ca la instalațiile cu freoni într-o treaptă de comprimare, subrăcind lichidul de înaltă presiune cu ajutorul vaporilor obținuți în vaporizatorul V. Si2 realizează o primă subrăcire a condensului pe seama vaporizării parțiale a debitului de lichid preluat din nodul N1 și laminat în VL1 până la presiune intermediară p_i . Din Si2 rezultă un amestec de lichid și vaporii având starea 7'. În Si1 se realizează răcirea intermediară incompletă, căldura preluată de la vaporii calzi fiind absorbită de lichidul care iese din Si2, finalizându-se astfel procesul de vaporizare. Practic, vaporizarea lichidului aflat la p_i , se realizează în cele două schimbătoare interne Si2 și Si1.

Prezența în schemă a răcitorului intermediar Ri este facultativă, fiind recomandată ca și în cazul instalațiilor cu freoni, numai dacă temperatura la intrarea în acest aparat este cel puțin cu $(15...20)^{\circ}\text{C}$ mai mare decât temperatura de condensare t_k .

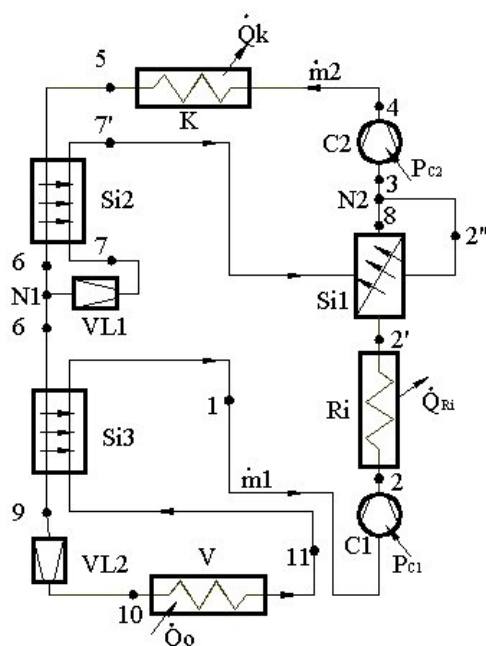


Fig. 6.19 Schema instalației în două trepte cu freoni și trei schimbătoare interne de căldură

Calculul termic al acestei instalații are câteva particularități, care țin de prezența în schemă a schimbătoarelor interne de căldură. Pentru fiecare din aceste aparate în parte se poate scrie câte o singură ecuație de bilanț termic, dar din punct de vedere matematic, fiecare dintre acestea introduce câte două necunoscute și anume entalpii ale unor stări care nu pot să fie determinate decât prin calcul. De exemplu dacă se cunosc stările la intrarea agenților în regeneratoare, nu vor putea fi determinate decât prin calcul, stările agenților la ieșire.

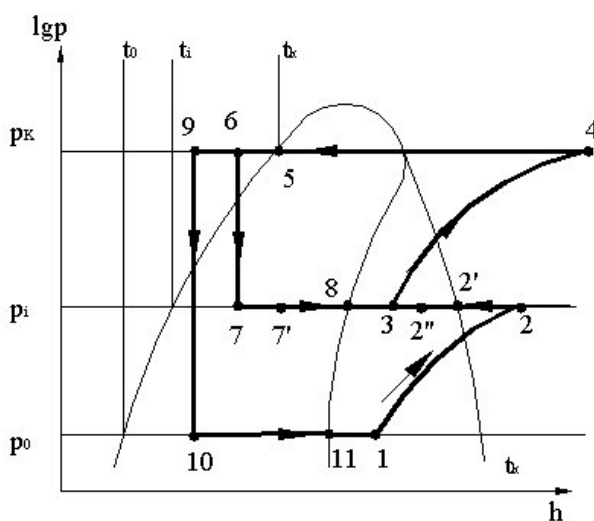


Fig. 6.20 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama $\lg p-h$

În condițiile descrise în care din punct de vedere al calculului termic fiecare schimbător intern de căldură aduce o ecuație și două necunoscute, sistemul de ecuații pe baza cărora se va efectua calculul este nedeterminat, deci pentru ca rezolvarea să fie posibilă, trebuie impuse atâtea stări câte schimbătoare interne de căldură există. În practică, se poate studia cu ajutorul calculatoarelor, influența pe care o au acești parametri asupra calculului termic și asupra parametrilor de performanță ai ciclului. De asemenea, se poate efectua un studiu privind influența valorii presiunii intermediare, care nu este determinată de condițiile externe de lucru ale instalației.

Pentru instalația reprezentată în figura 6.19, necunoscutele calculului termic sunt:

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, h_1, h_{2''}, h_3, h_6, h_9, h_7, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_k, \dot{Q}_{Ri}; (13nec) \quad (6.52)$$

Pentru determinarea acestor necunoscute pot să fie scrise următoarele ecuații de bilanț termic și masic:

$$\begin{aligned} \text{(b.t.): } & V, C1, C2, Ri, K, Si1, Si2, Si3, N2; (9ec) \\ \text{(b.m.): } & N1 \text{ sau } N2; (1ec) \end{aligned} \quad (6.53)$$

Este evident că pentru efectuarea calculului termic trebuie să mai fie impuse 3 stări prin temperaturile acestora. Ca exemplu se prezintă situația în care se impun stările 2'', 6 și 1. Se menționează că este bine să se evite impunerea stării 3, deoarece în acest caz calculele devin mult mai complicate, totuși trebuie reținut că varianta de impunere a celor trei stări, care a fost prezentată, nu este în nici un caz unică. Temperaturile acestor stări se impun ținând seama și de condițiile în care trebuie să se realizeze transferul termic în schimbătoarele interne de căldură astfel:

$$t_8 = t_1 < t_{2''} < t_{2'} = t_k; t_6 > t_7 = t_1; t_{11} = t_9 < t_1 < t_6 \quad (6.54)$$

Pentru început se poate determina entalpia h_9 :

$$\text{(b.t.Si3): } h_6 - h_9 = h_1 - h_{11} \Rightarrow h_9 = h_6 - (h_1 - h_{11}) \quad (6.55)$$

Debitul masic din treapta de joasă presiune se calculează din ecuația de bilanț termic pe vaporizator:

$$\text{(b.t.V): } \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_{11} - h_{10}) \quad (6.56)$$

În continuare se pot scrie ecuațiile de bilanț termic pe Si1 și Si2:

$$\begin{aligned} \text{(b.t.Si1): } & \dot{m}_3(h_8 - h_7) = \dot{m}_1(h_{2'} - h_{2''}) \\ \text{(b.t.Si2): } & \dot{m}_3(h_7 - h_6) = \dot{m}_2(h_5 - h_6) \end{aligned} \quad (6.57)$$

Ecuația de bilanț masic pentru nodul N2 este:

$$\text{(bm N2): } \dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 \quad (6.58)$$

Prin însumarea celor două ecuații de bilanț termic pe Si1 și Si2 și apoi înlocuirea lui $\dot{m}_3$ din ecuația de bilanț masic pe N2 se obține:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_8 - h_7 + h_{2'} - h_{2''}}{h_8 - h_7 - (h_5 - h_6)} > \dot{m}_1 \quad (6.59)$$

Se constată că și la instalațiile în două trepte cu freoni, debitul masic în treapta de înaltă presiune este mai mare decât cel din treapta de joasă presiune.

Revenind la ecuația de bilanț termic pe Si1 se obține:

$$h_{7'} = h_7 + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3}(h_5 - h_6) \quad (6.60)$$

Starea 7' trebuie să rezulte între stările 7 și 8, altfel înseamnă că există o eroare în calculul termic.

Din bilanțul termic pe nodul N2 se poate calcula valoarea entalpiei stării 3:

$$(b.t.N\ 2): h_3 = \frac{\dot{m}_1 h_{2''} + \dot{m}_3 h_8}{\dot{m}_1 + \dot{m}_3} \quad (6.61)$$

Starea 3 trebuie să rezulte între stările 8 și 2'', altfel înseamnă că există o eroare în calculul termic.

După determinarea debitelor masice și a entalpiilor necunoscute, se pot calcula acum valorile schimburile energetice cu exteriorul:

$$\begin{aligned} (b.t.C1): P_{C1} &= \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \\ (b.t.C2): P_{C2} &= \dot{m}_2 (h_4 - h_3) \\ (b.t.Ri): \dot{Q}_{Ri} &= \dot{m}_1 (h_2 - h_{2'}) \\ (b.t.K): \dot{Q}_K &= \dot{m}_2 (h_4 - h_5) \end{aligned} \quad (6.62)$$

Pentru verificarea calculelor, se scrie ecuația de bilanț termic pe întreaga instalație:

$$(b.t.i.f.): \dot{Q}_0 + P_{C1} + P_{C2} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ri} \quad (6.63)$$

Chiar dacă nu figurează între schimburile energetice cu exteriorul, din ecuațiile de bilanț termic pentru cele trei schimbătoare interne de căldură se pot determina sarcinile termice ale acestora, necesare în vederea proiectării:

$$\begin{aligned} (b.t.Si1): \dot{Q}_{Si1} &= \dot{m}_3 (h_8 - h_{7'}) = \dot{m}_1 (h_{2''} - h_{2'}) \\ (b.t.Si2): \dot{Q}_{Si2} &= \dot{m}_3 (h_{7'} - h_7) = \dot{m}_2 (h_5 - h_6) \\ (b.t.Si3): \dot{Q}_{Si3} &= \dot{m}_1 (h_1 - h_{11}) = \dot{m}_1 (h_6 - h_9) \end{aligned} \quad (6.64)$$

În final se pot calcula valorile parametrilor de performanță ai ciclului și anume eficiența frigorifică ε , respectiv randamentul exergetic η_{ex} .

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C1} + P_{C2}}; \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad (6.65)$$

Există și variante de instalații frigorifice în două trepte de comprimare cu freoni, având două nivele de temperatură scăzută. O asemenea variantă de instalație se poate obține din schema prezentată anterior, înlocuind schimbătorul intern de căldură Si2 cu un al doilea vaporizator. Deoarece în acesta se realizează vaporizarea completă a lichidului, poate să lipsească și Si1. Din punct de vedere al calculului termic, presiunea intermediară, care este presiunea de vaporizare la nivelul de temperatură mai ridicată, va fi determinată de această temperatură, deci nu mai reprezintă un parametru care să poată influența performanțele ciclului.

7. SOFTWARE PENTRU INSTRUIRE

7.1 Programul FRIG M

Pe baza unor modele de calcul a proprietăților termodinamice ale agenților frigorifici, prezentate anterior, a fost realizat un program complex de calcul, reflectând nivelul actual atins pe plan mondial în modelarea ciclurilor frigorifice, având și o serie de elemente originale, dintre care unele au fost publicate de autor.

Produsul software descris în continuare poate fi utilizat pentru calculul termic al ciclurilor teoretice ale instalațiilor frigorifice cu comprimare mecanică de vapori. A fost denumit *FRIG M* și realizează modelarea matematică a funcționării instalațiilor frigorifice în regim termic staționar, utilizând ca agenți de lucru amoniacul (R 717), sau unul dintre freonii R12, R134a și R22.

Programele componente au fost scrise în limbajul Turbo Pascal și pot fi executate pe calculatoare compatibile IBM-PC. Calculele se efectuează pe baza unor date de intrare specifice pentru fiecare tip de instalație și anume: temperaturile care determină condițiile de lucru și puterea frigorifică a instalației.

Prelucrând aceste date programul calculează și afișează valorile parametrilor termodinamici în stările caracteristice ale ciclului, precum și rezultatele calculului termic. Cele din urmă constau în precizarea condițiilor de lucru, a debitelor, a schimburilor energetice și a unor indicatori sintetici de performanță, pentru fiecare tip de instalație în parte.

Rezultatele se obțin cu o precizie deosebită, imposibil de atins în condiții clasice de calcul, pe bază de tabele și diagrame termodinamice. Produsul este foarte util și uneori poate deveni chiar indispensabil pentru activitatea de proiectare a instalațiilor frigorifice și de cercetare a funcționării acestora pe baza simulării numerice, cea din urmă posibilitate de utilizare fiind totuși recomandată sub rezerva că au fost luate în considerare condițiile teoretice de funcționare a instalațiilor, în regim staționar.

Programele conțin și un modul de prezentare grafică a proceselor de lucru din aparatele componente ale instalației. Această prezentare se realizează prin animație în culori, utilizând reprezentarea schemei instalației și diagramele termodinamice lgp-h, T-s, iar pentru unele instalații și diagrama h-s.

Facilitățile oferite de modulul grafic, recomandă produsul ca fiind un instrument deosebit de eficient pentru învățământ, mai ales pentru asimilarea și aprofundarea noțiunilor legate de procesele de lucru din instalațiile frigorifice. Programul este util atât cadrelor didactice din învățământul superior cât și studenților. Implementarea produsului informatic *FRIG M*, pe calculatoarele Universității Tehnice din Cluj-Napoca, a avut un impact deosebit în rândul studenților, aceștia apreciindu-i facilitățile didactice.

Câteva caracteristici, modul de utilizare, și unele imagini de sinteză, obținute în urma execuției programelor componente, sunt prezentate detaliat în continuare.

Datele de intrare pe baza cărora se efectuează calculul termic al diferitelor instalații frigorifice, diferă pentru fiecare tip de instalație în parte. Indiferent de schema instalației, în principiu, datele de intrare sunt *temperaturile care precizează condițiile de lucru* ale instalației respective și *puterea frigorifică* a instalației, deci sarcina termică a vaporizatorului, mărime care practic reprezintă necesarul de frig și permite dimensionarea instalației pentru condițiile de lucru definite de temperaturile menționate anterior. Dintre acestea nu pot lipsi temperatura de vaporizare și temperatura de condensare.

Datele de intrare sunt solicitate de programele produsului *FRIG M* prin mesaje clare și explicite. Pentru fiecare mărime solicitată se precizează în mesaj denumirea mărimii respective, precum și unitatea de măsură a acesteia.

Temperaturile sunt solicitate în scara internațională de unități de măsură, Celsius [°C], iar puterea frigorifică în [kW].

Pentru fiecare mărime de intrare solicitată, a fost scrisă câte o secvență de program pentru validarea corectitudinii valorii introduse. Această validare are ca scop evitarea introducerii unor date cu valori imposibil de atins din punct de vedere practic, de exemplu temperatura de condensare mai mică decât cea de vaporizare, și elimină riscul introducerii de valori fără semnificație fizică.

Rezultatele calculului termic sunt prezentate sub forma unui tabel cu valorile parametrilor termodinamici în stările caracteristice ale ciclului, urmat de afișarea succesivă a următoarelor tipuri de rezultate: condiții de lucru, debite, schimburi energetice și indicatori de performanță.

- *Parametrii termodinamici* calculați în stările caracteristice ale ciclului, împreună cu unitățile lor de măsură sunt: presiuni [MPa], temperaturi [°C], entalpii [kJ kg⁻¹], entropii [kJ kg⁻¹ K⁻¹] și volum specific [m³ kg⁻¹], acesta din urmă fiind calculat numai pentru stările de vapori, unde prezintă interes în determinarea debitelor volumice.

- *Debitele* calculate sunt atât debitele masice cât și debitele volumice aspirate de compresoare. Se mai calculează și debitul volumic teoretic al compresoarelor (cilindreea), pentru a permite alegerea unor compresoare din gama celor existente, având debitele volumice teoretice cunoscute.

- *Schimburile energetice* reprezintă sarcinile termice ale aparatelor schimbătoare de căldură, inclusiv vaporizator (mărime de intrare) și condensator, precum și puterile teoretice consumate pentru comprimarea agentului de lucru.

- *Indicatorii sintetici de performanță* ai instalațiilor sunt eficiența frigorifică și randamentul exergetic.

Aceste rezultate ale calculului termic pentru oricare schemă de instalație frigorifică rezolvată de produsul informatic prezentat, pot sta la baza proiectării în continuare a fiecărui aparat constitutiv al schemei de funcționare în parte. De aceea produsul poate fi util inginerilor și tuturor celor angrenați în activitatea de proiectare a instalațiilor frigorifice.

Programele ansamblului *FRIG M*, au fost prevăzute și cu câte un modul de prezentare grafică a proceselor de lucru din aparatele componente ale fiecărei instalații frigorifice în parte. În acest scop a fost realizată o unitate logică independentă pentru transformarea sistemului de coordonate implicit al limbajului utilizat, Turbo Pascal, care are originea în colțul din stânga sus al ecranului, într-un sistem de coordonate mai uzual, având originea în colțul din stânga jos al ecranului monitorului. Pentru toate reprezentările grafice a fost efectuată transformarea de coordonate, în sensul prezentat. Acest proces se realizează automat în programe, fiind "invizibil" pentru utilizator. *Includerea componentei grafice cu caracter pedagogic, permite utilizarea programului în învățământ.*

Modulul de prezentare grafică a proceselor de lucru din instalație constă în desenarea schemei de funcționare a instalației cu toate aparatele componente și stările caracteristice prin care trece agentul de lucru în timpul funcționării. Urmează în continuare o prezentare animată a

proceselor de lucru în diferite diagrame termodinamice. Pentru toate schemele de instalații calculate au fost alese diagramele lgp-h și T-s, iar pentru cele mai simple, într-o singură treaptă de comprimare, dar nu numai, se utilizează și diagrama h-s. Reprezentarea proceselor de lucru în diagrame este corectă atât calitativ cât și cantitativ, toate diagramele fiind trasate la scară, aceasta depinzând de rezoluția grafică a monitorului.

Schema instalației, ca și ciclul de funcționare reprezentat în fiecare din aceste diagrame termodinamice, sunt afișate succesiv în ferestre diferite ale ecranului monitorului. A fost aleasă varianta afișării succesive a diagramelor termodinamice în locul afișării simultane, pentru a permite utilizatorului o mai bună concentrare în timpul executării programului, evitându-se dispersia atenției pe trei sau patru ferestre de lucru simultan. S-a considerat că această variantă este mai utilă în special în cazul utilizării programului de către studenți în timpul orelor aplicative prevăzute în programele de învățământ și mai ales în perioada de familiarizare cu noțiunile specifice legate de procesele de lucru din instalațiile frigorifice.

Reprezentarea dinamică și animată a proceselor termodinamice de lucru este utilizată după desenarea completă a ciclului de funcționare a instalației alese, cu notarea stărilor caracteristice.

Procesele de lucru din fiecare aparat în parte sunt prezentate prin clipirea succesivă a aparatului pe schemă și a reprezentării procesului de lucru din diagrama termodinamică. Atât aparatul cât și procesul de lucru se desenează și clipesc în aceeași culoare. Clipirea aparatului în fereastra cu schema instalației durează până la identificarea lui de către utilizatorul programului, moment în care prin apăsarea oricărei taste procesul încetează și urmează clipirea reprezentării procesului de lucru din diagramă, în aceeași culoare cu aparatul. Clipirea durează până la identificarea procesului de către utilizator și până la înțelegerea lui completă. În acest moment, prin atingerea oricărei taste clipirea procesului încetează urmând automat clipirea aparatului următor într-o culoare diferită.

Acest proces animat, în culori, se desfășoară până când se termină prezentarea tuturor aparatelor componente ale schemei instalației și a proceselor de lucru corespunzătoare acestora. În acest moment la atingerea oricărei taste procesul animat de clipire este oprit obținându-se o imagine statică a schemei și a proceselor componente ale ciclului de funcționare, în culori foarte sugestive, putând fi analizat încă o dată fiecare proces în parte.

În cazul utilizării programului în învățământ acest moment în care programul așteaptă o nouă apăsare a unei taste, poate fi utilizat pentru explicații suplimentare, dacă programul este folosit de către cadrul didactic, sau pentru reproducerea desenului ciclului de funcționare, dacă programul este utilizat de cursanți.

La atingerea oricărei taste execuția programului continuă cu activarea unei noi ferestre ecran în care se reprezintă ciclul de funcționare într-o nouă diagramă termodinamică. Urmează apoi la apăsarea succesivă a oricăror taste, clipirea aparatelor în fereastra de reprezentare a schemei instalației și a proceselor de lucru corespunzătoare, în fereastra de reprezentare pe noua diagramă.

Viteza de exploatare a programelor poate fi aleasă de fiecare utilizator după propria capacitate de identificare și înțelegere a proceselor de lucru, prin apăsarea mai rară sau mai rapidă a tastelor.

În final se obține un ecran ce conține reprezentarea de sinteză, statică, în culori sugestive a schemei instalației și a ciclului de funcționare în cele două sau trei diagrame termodinamice.

Cele 14 tipuri de instalații pentru care se poate efectua calculul termic și ciclurile lor de funcționare sunt prezentate în figurile 7.1...7.14.

Au fost scrise programe pentru 7 cicluri frigorifice într-o treaptă de comprimare și 7 cicluri în două trepte de comprimare. Ciclurile pentru freoni pot fi calculate atât pentru R12, cât și pentru R134a sau R22.

Semnificația notațiilor de pe schemele instalațiilor frigorifice prezentate este următoarea:

V	vaporizator
K	condensator
C	compresor
VL	ventil de laminare
D	detentor
SR	subrăcitor
SP	separator de picături (sau de lichid)
SC	schimbător de căldură
RI	răcitor intermediar
CJP	compresor de joasă presiune
CIP	compresor de înaltă presiune
BRI	butelie de răcire intermediară
VLI	ventil de laminare la presiune mai înaltă
VLJ	ventil de laminare la presiune mai joasă
S	serpentină imersată în butelia de răcire intermediară
VI	vaporizator de înaltă presiune
VJ	vaporizator de joasă presiune
N	nod (intersecție) de conducte
SRJ	subrăcitor regenerativ cu vapori de joasă presiune
SRI	subrăcitor regenerativ cu vapori de înaltă presiune

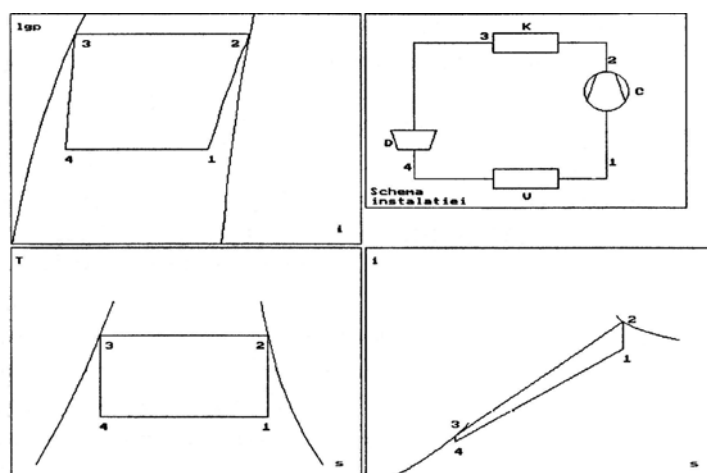


Fig. 7.1 Ciclul ideal - Carnot - al unei instalații cu amoniac

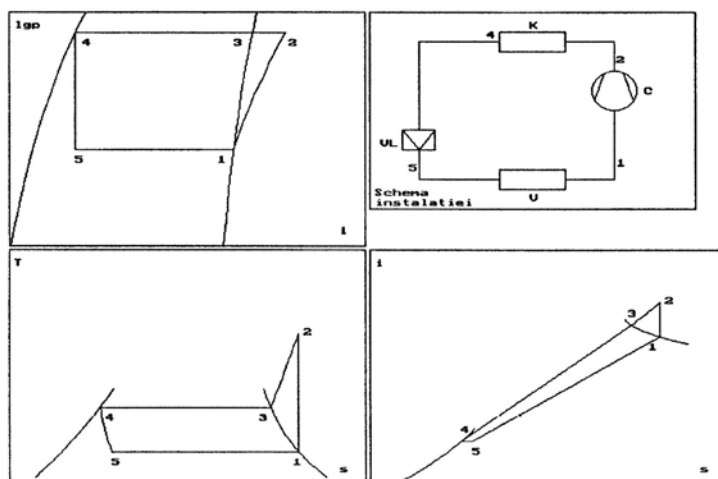


Fig. 7.2 Ciclul teoretic al unei instalații cu amoniac

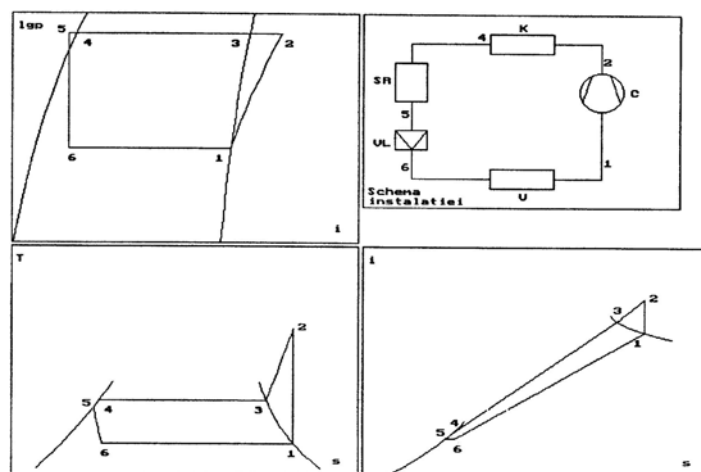


Fig. 7.3 Ciclul cu subrăcire al unei instalații cu amoniac

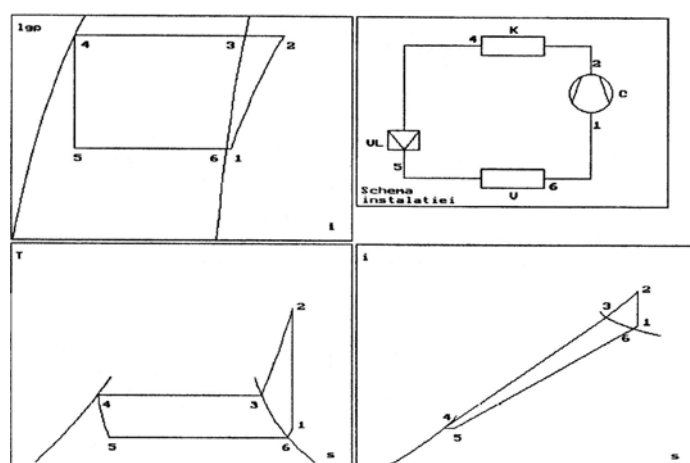


Fig. 7.4 Ciclul unei instalații cu amoniac, cu supraîncălzirea vaporilor pe conducta de aspirație

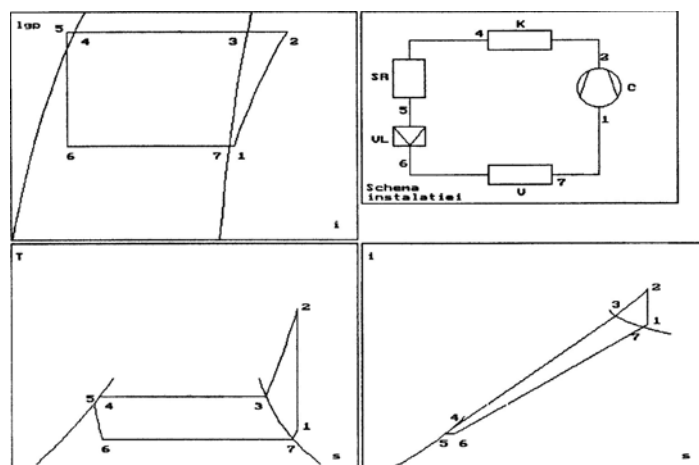


Fig. 7.5 Ciclul unei instalații cu amoniac, cu subrăcire și cu supraîncălzirea vaporilor pe conducta de aspirație

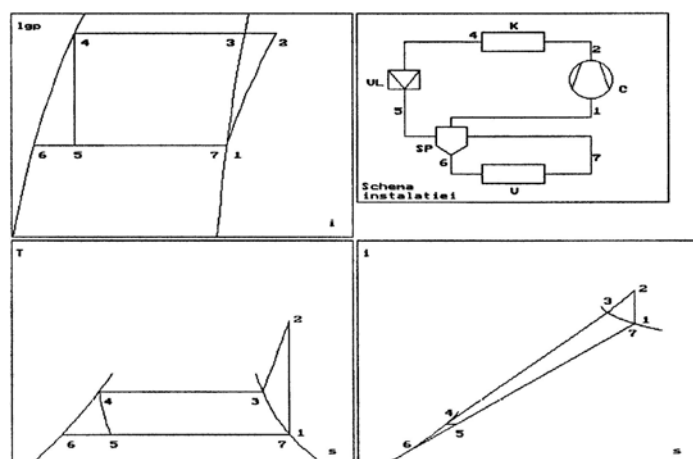


Fig. 7.6 Ciclul unei instalații cu amoniac, cu separator de lichid

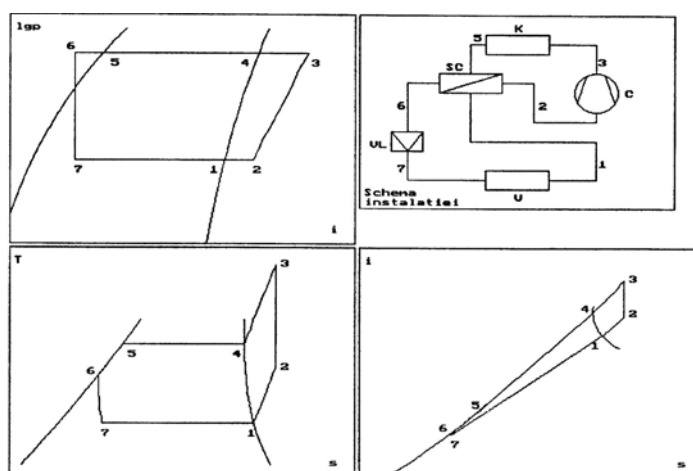


Fig. 7.7 Ciclul unei instalații cu freon, cu subrăcire regenerativă

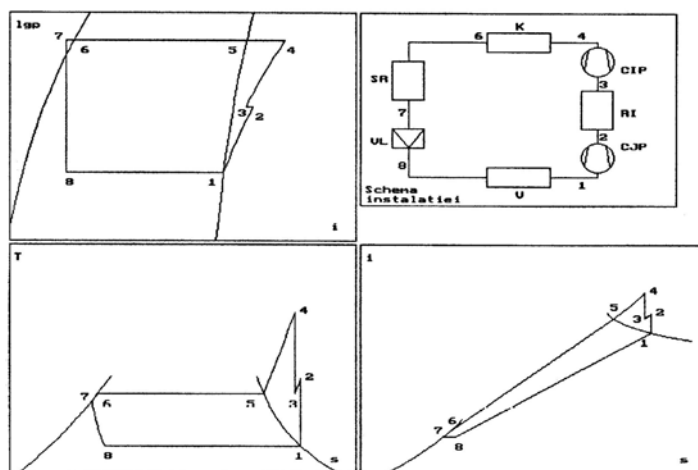


Fig. 7.8 Ciclul unei instalații cu amoniac în două trepte, cu o laminare și răcire intermediară incompletă

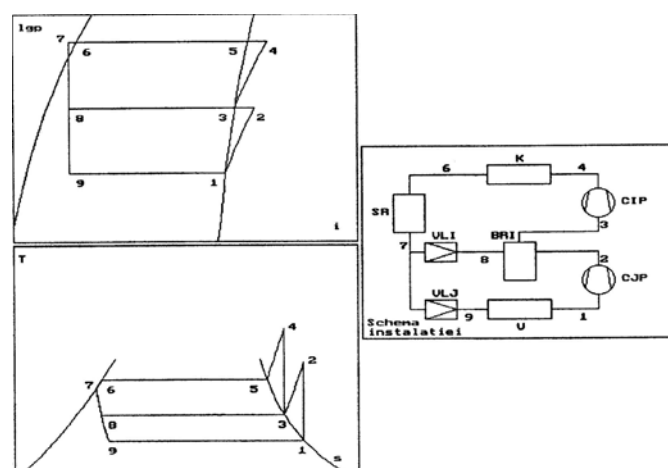


Fig. 7.9 Ciclul unei instalații cu amoniac în două trepte, cu o laminare și răcire intermediară completă

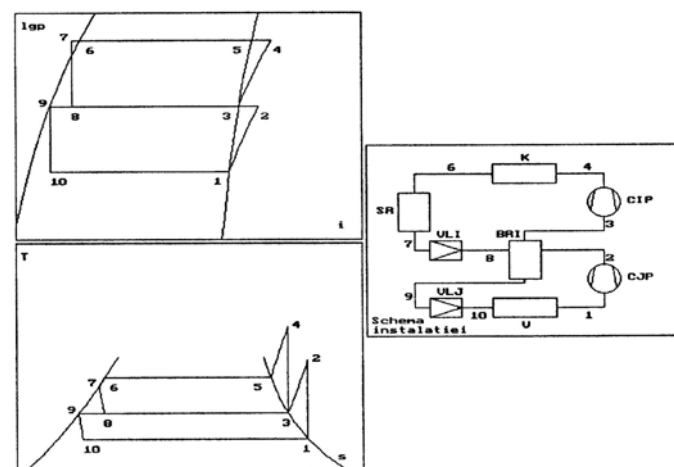


Fig. 7.10 Ciclul unei instalații cu amoniac în două trepte, cu două laminări și răcire intermediară completă

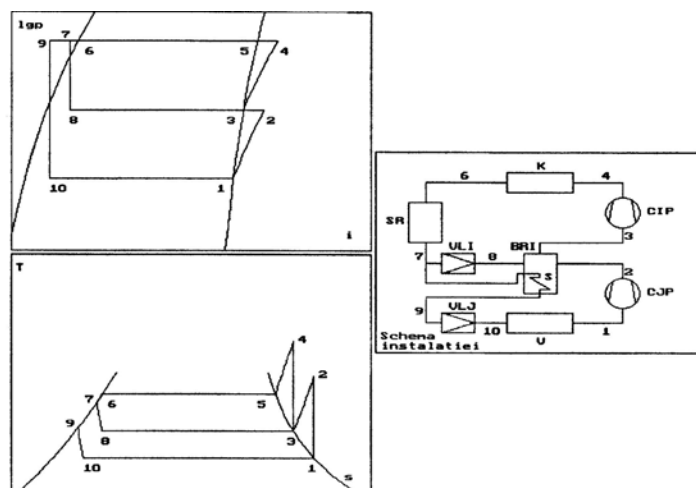


Fig. 7.11 Ciclul unei instalații cu amoniac în două trepte, cu subrăcirea lichidului de înaltă presiune

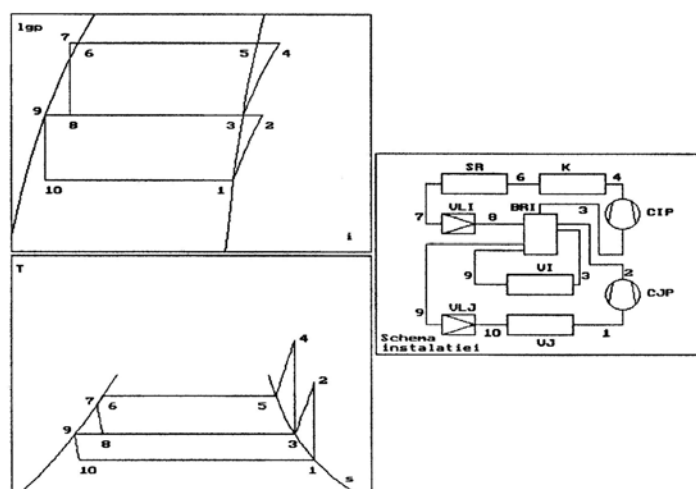


Fig. 7.12 Ciclul unei instalații cu amoniac în două trepte, cu două nivele de temperatură scăzută

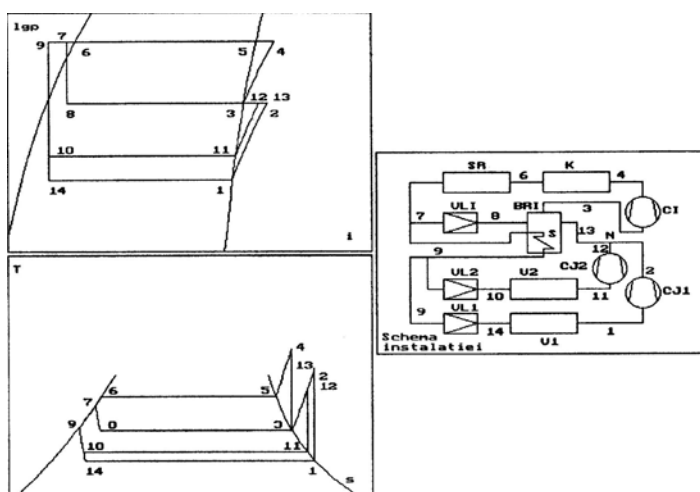


Fig. 7.13 Ciclul unei instalații cu amoniac în două trepte, cu două nivele apropiate de temperatură scăzută

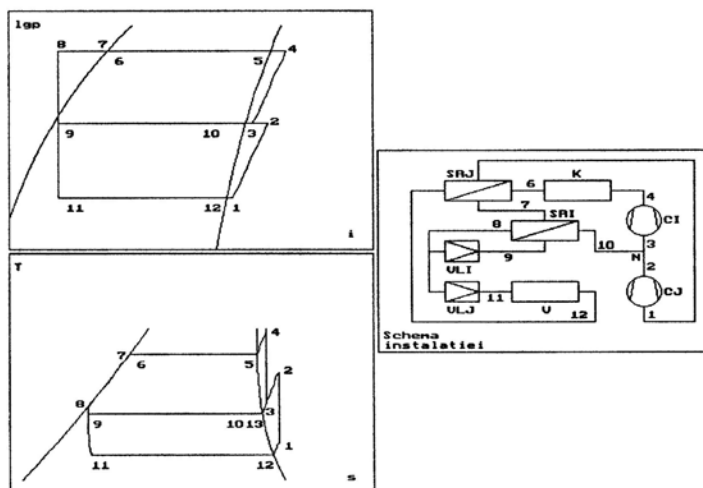


Fig. 7.14 Ciclul unei instalații cu freon în două trepte

Produsul informatic prezentat este original în ansamblul său prin concepția și facilitățile grafice și pedagogice pe care le oferă. Caracteristicile acestui software au fost bine apreciate la conferințele naționale și internaționale la care au fost efectuate prezentări ale programului.

Prin numărul foarte mare de cicluri frigorifice pe care le rezolvă, prin precizia de calcul ridicată, ca și prin faptul că se efectuează calcule pentru patru agenți frigorifici, inclusiv agenți ecologici, *produsul informatic FRIG M reflectă nivelul la zi pe plan mondial în modelarea și simularea ciclurilor frigorifice în regim staționar.*

Datorită posibilităților de prezentare grafică a proceselor termodinamice, componente ale ciclurilor frigorifice, *se poate utiliza produsul informatic FRIG M în învățământul superior și în activitățile de perfecționare a personalului de exploatare și întreținere a echipamentelor frigorifice.* În prezent, programul este utilizat deja cu succes de către studenții secției de Mașini și Echipamente Termice ai Facultății de Mecanică de la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, ceea ce constituie o prioritate națională.

Rezultatele calculelor termice efectuate *permit investigarea comportării instalațiilor frigorifice* în diverse condiții de lucru. Pot fi efectuate atât analize energetice cât și analize exergetice comparative ale performanțelor ciclurilor frigorifice. Cercetări în acest domeniu au constituit obiectul unor contracte de cercetare încheiate cu Ministerul Învățământului și cu Ministerul Cercetării.

Pentru executarea programului, *resursele de calcul necesare sunt minime*, iar în același timp *exploatarea programului este extrem de simplă*, ceea ce permite folosirea sa de către o categorie largă de utilizatori.

7.2 Programul FRIGO STAR

Produsul informatic original *FRIGO STAR*, este realizat la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca de autor în colaborare cu ing. Marius DENEȘ, care a realizat numeroase componente ale acestuia în cadrul proiectului de diplomă. Acest produs a fost proiectat și realizat pentru a permite atât calculul parametrilor termodinamici ai agenților frigorifici cât și calculul termic al unor cicluri frigorifice.

Programele și subrutinele componente au fost realizate în limbajul Turbo Pascal 7, utilizând tehnici de programare orientată pe obiecte. În ansamblu programul prezintă o interfață grafică interactivă cu utilizatorul, bazată pe un sistem ierarhizat de meniuri.

Pot fi selectați oricare din următorii patru agenți frigorifici: *amoniac* (NH_3 , sau R717), *R12*, agentul frigorific utilizat în mod tradițional până în ultimii ani când reglementări internaționale severe au interzis utilizarea și producerea lui datorită efectului poluant pe care îl are asupra stratului de ozon al planetei, *R134a*, substituentul său nepoluant care s-a impus în ultimii ani pe plan mondial și *R22*, agent clasic dar care este tolerat pe termen lung datorită potențialului său poluant extrem de redus. Acești agenți sunt disponibili atât pentru efectuarea calculelor de proprietăți termodinamice cât și pentru calcule de cicluri frigorifice.

Instrumentul software descris, poate să fie exploatat practic pe orice tip de calculator compatibil IBM PC. Realizarea interfeței grafice permite adaptarea rezoluției de afișare, pe toată durata sesiunii de lucru, la tipul monitorului. Astfel pot fi utilizate atât monitoare alb negru cât și color, de tip EGA, VGA sau SVGA. A fost implementată posibilitatea de utilizare a mous-ului pentru selectarea opțiunilor disponibile în meniuri. Sistemul principal de meniuri permite alegerea uneia din opțiunile: sistem, parametrii agenți, cicluri frigorifice sau diverse.

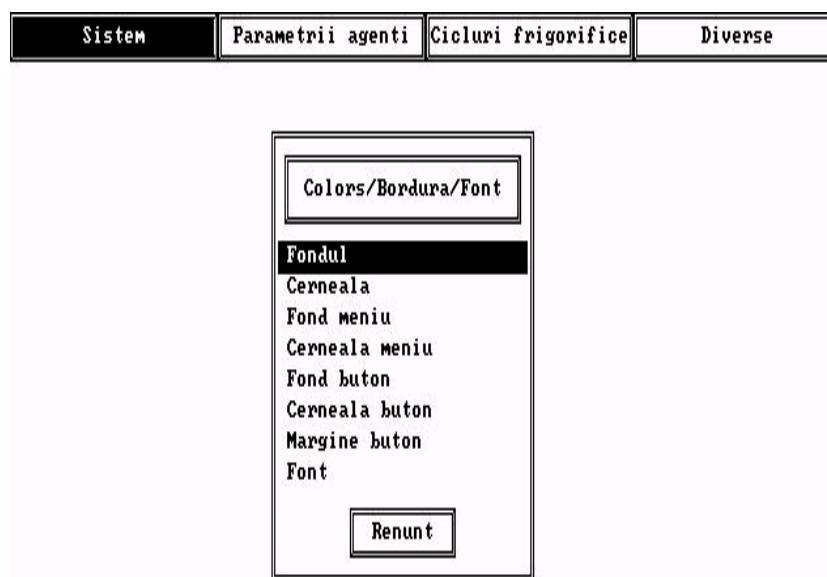


Fig. 7.15 Opțiunea "Sistem"



Fig. 7.16 Opțiunea "Parametrii agenți"

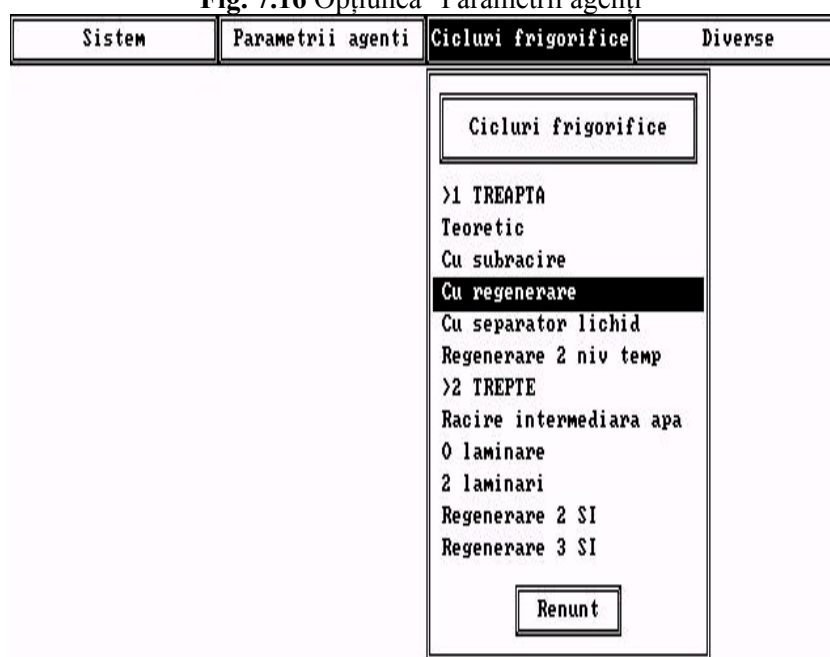


Fig. 7.17 Opțiunea "Cicluri frigorifice"

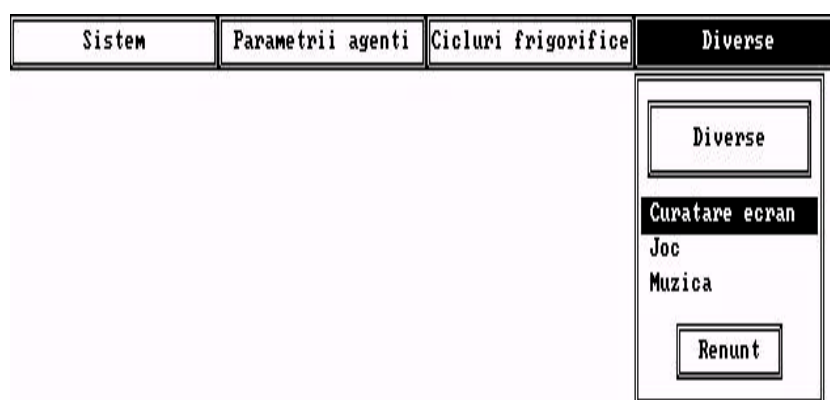


Fig. 7.18 Opțiunea "Diverse"

Dintre posibilitățile oferite de modulul *sistem*, cea mai importantă este aceea că permite modificarea după dorința utilizatorului a culorilor și stilului de afișare. Se mai pot obține informații generale despre program, sau un raport privind starea momentană a resurselor disponibile ale sistemului de calcul (spațiu pe disc, memorie disponibilă etc.).

Modulul *parametrii agenți* permite efectuarea celor patru tipuri de calcule prezentate în imaginea corespunzătoare, evident după alegerea în prealabil a agentului de lucru, solicitată de program.

Opțiunea *cicluri frigorifice*, generează un dialog pentru alegerea tipului de instalație și a agentului frigorific, înainte de efectuarea propriu-zisă a calculelor.

Selectarea din meniu a opțiunii *diverse*, permite ștergerea ecranului, sau alegerea unei alte opțiuni disponibile.

Pentru calcularea parametrilor termodinamici ai agenților frigorifice a fost utilizat un set de ecuații de interpolare, de tip polinomial. Avantajul principal al acestui tip de ecuații este că asigură o viteză de calcul foarte ridicată, mult mai mare decât a altor sisteme de ecuații, de regulă bazate pe ecuații de stare. Pot fi calculate următoarele tipuri de mărimi:

- presiunea de saturație în funcție de temperatură
- temperatura de saturație în funcție de presiune
- entalpia lichidului în funcție de temperatură
- entalpia vaporilor saturați în funcție de temperatură
- volumul specific al vaporilor saturați în funcție de temperatură
- volumul specific al vaporilor supraîncălziți în funcție de presiune și temperatură
- variația entalpiei în timpul procesului de comprimare izentropică, pentru aspirația de vapori saturați în funcție de presiunile de aspirație și de refulare
- variația entalpiei în timpul procesului de comprimare izentropică, pentru aspirația de vapori supraîncălziți în funcție de presiunile de aspirație și de refulare, ca și de temperatura de aspirație.

Domeniul de valabilitate al ecuațiilor este următorul:

- pentru R717 între temperaturile de saturație de -60°C și $+60^{\circ}\text{C}$, pentru un grad de supraîncălzire de maxim 120°C
- pentru R12 și R22 între temperaturile de saturație de -60°C și $+60^{\circ}\text{C}$, pentru un grad de supraîncălzire de maxim 60°C
- pentru R134a între temperaturile de saturație de -40°C și $+70^{\circ}\text{C}$, pentru un grad de supraîncălzire de maxim 60°C .

Un exemplu de calcul al parametrilor de saturație pentru R134a, este prezentat în continuare.

Sistem	Parametrii agent	Cicluri frigorifice	Diverse
--------	------------------	---------------------	---------

Afisare rezultate calcul stari saturatie f(p) pt R134a				
Presiunea saturatie [bar]	Temperatura saturatie [°C]	Entalpia lichidului [kJ/Kg]	Entalpia vaporilor [kJ/Kg]	Volum specific vaporii [Kg/m3]
1.0000	-26.5129	165.6541	382.0292	0.1925
2.0000	-10.1208	186.6527	392.2789	0.0998
3.0000	0.6514	200.8706	398.8974	0.0678
4.0000	8.9095	212.0376	403.8068	0.0513
5.0000	15.7049	221.4212	407.6915	0.0413
6.0000	21.5314	229.6184	410.8827	0.0345
7.0000	26.6634	236.9621	413.5685	0.0295
8.0000	31.2705	243.6585	415.8672	0.0258
9.0000	35.4651	249.8448	417.8581	0.0228
10.0000	39.3260	255.6175	419.5977	0.0204

Imprimare

Serie fisier

Terminare

Fig. 7.19 Rezultate pentru calcul de parametrii termodinamici

Pentru efectuarea calculului termodinamic al ciclurilor frigorifice, în regim termic staționar, au fost utilizate strategiile de lucru prezentate anterior în lucrări științifice și utilizate cu succes la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca.

Sistem	Parametrii agent	Cicluri frigorifice	Diverse
--------	------------------	---------------------	---------

Date pentru ciclul cu regenerare cu R22

Temperatura de vaporizare [°C] = -20.

Temperatura de condensare [°C] = 30.

Temperatura de aspiratie [°C] = -10.

Puterea frigorifica necesara [kW] = 2.5

OK

Renunt

Fig. 7.20 Date de intrare pentru calculul unui ciclu frigorific

După selectarea agentului frigorific și a tipului de ciclu frigorific dorit, se introduc datele de intrare solicitate de program, ca în imaginea alăturată, după care are loc efectuarea calculului termic. Rezultatele sunt afișate tot în mod grafic. Pentru un ciclu teoretic cu regenerarea internă a căldurii, într-un schimbător de căldură de tip lichid-vapori, la funcționarea cu R22, și pentru datele de intrare prezentate, rezultatele sunt următoarele:

Pentru început se afișează un tabel cu valorile parametrilor termodinamici în stările caracteristice ale ciclului, și apoi rezultatele propriu-zise, grupate în trei categorii: condiții de lucru, debite și schimburi energetice, ca în imaginea următoare. Este în curs de implementare o subrutină care simultan cu afișarea tabelului cu parametrii de stare, să afișeze și schema instalației, respectiv, schema proceselor de lucru în diagrama presiune-entalpie.

Sistem	Parametrii agenti	Cicluri frigorifice	Diverse
--------	-------------------	---------------------	---------

Parametrii de stare in punctele caracteristice (R22)					
PARAMETRII DE STARE AI AGENTULUI DE LUCRU IN STARILE CARACTERISTICE ALE CICLULUI					
pct	t [C]	p [bar]	i [kJ/kg]	v [mc/kg]	titlu [-]
1	-20.00	2.4445	397.5188	0.0929	1.0000
2	-10.00	2.4445	403.9573	0.0973	vap. sup.
3	66.65	11.9373	445.6718	0.0243	vap. sup.
4	30.00	11.9373	414.5605	0.0197	1.0000
5	30.00	11.9373	236.7712	-	0.0000
6	24.95	11.9373	230.3326	-	lic. sr.
7	-20.00	2.4445	230.3326	-	0.2411

Imprimare	Scrie fisier	Continuare
-----------	--------------	------------

Fig. 7.21 Parametrii caracteristici ai ciclului frigorific

Aceste rezultate permit efectuarea unei analize comparative a unui număr mare de cicluri frigorifice, din punct de vedere energetic dar și exergetic.

Produsul informatic *FRIGO STAR*, este realizat în conformitate cu cele mai înalte standarde internaționale, putând să concureze orice produs similar, realizat pe plan internațional. Totuși sunt planificate deja o serie de îmbunătățiri care vor fi aduse în viitor.

Rezultate calcul termic pentru R22			
REZULTATELE CALCULULUI TERMIC			
CONDITII DE LUCRU			
Presiunea de vaporizare	=	2.4445	[bar]
Presiunea de condensare	=	11.9373	[bar]
Raportul de comprimare p_k/p_0	=	4.8834	[-]
Coeficientul de debit	=	0.6844	[-]
DEBITE			
Debitul masic	=	0.0150	[kg/s]
Debitul volumic aspirat	=	0.0015	[mc/s]
Debitul volumic teoretic al comp.	=	0.0021	[mc/s]
	=	7.6515	[mc/h]
SCHIMBURILE ENERGETICE			
Puterea frigorifica	=	2.5000	[kW]
Sarcina termica a condensatorului	=	3.1238	[kW]
Sarcina termica a regeneratoarei	=	0.0963	[kW]
Puterea compresorului	=	0.6238	[kW]
Eficienta frigorifica	=	4.0079	[-]
Randamentul exergetic	=	0.6337	[-]
Iesire			

Fig. 7.22. Rezultatele calculului termic al ciclului frigorific

Este în curs de implementare posibilitatea de efectuare a calcului termic pentru un număr mult mai mare de cicluri frigorifice, ca și aceea de a efectua calculul nu numai în funcție de necesarul de frig ci și în funcție de cilindreea și de caracteristicile compresoarelor, astfel încât ca mărime de intrare se va introduce tipul compresorului dorit.

Evident această variantă de calcul va fi abordată în continuarea celei prezentate, care oferă deja informații orientative privind debitul volumic necesar pentru fiecare treaptă de comprimare. Debitele necesare, sau valori apropiate ale acestora vor putea fi realizate cu unul sau mai multe compresoare, care au caracteristicile de comprimare (cilindree, spațiu mort relativ, coeficient de debit, randament izentropic de comprimare etc.) cunoscute.

În perspectivă vor putea să fie create și alte noi module de calcul, care să fie inserate. Se estimează că aceste module vor efectua și calculul termic pentru schimbătoarele de căldură ale instalației frigorifice, condensatoare, vaporizatoare, schimbătoare interne de căldură etc.

Această nouă versiune, extinsă și îmbunătățită, va reprezenta un instrument deosebit de util pentru proiectarea sistemelor și echipamentelor frigorifice. Va fi utilă atât specialiștilor din proiectare, cât și celor care exploatează asemenea instalații, ca și studenților, aceștia putând să se familiarizeze încă din facultate cu metodele și tehnicile de proiectare asistată de calculator.

7.3 Programul DEPOZIT

Programul pentru determinarea necesarului de frig al unor spații frigorifice, denumit *DEPOZIT*, este o realizare originală, care permite calcularea puterii frigorifice a instalației de răcire, care deservește un spațiu frigorific. Este proiectat și realizat astfel încât să poată fi util tuturor specialiștilor având ca domeniu de activitate tehnica frigului: cadre didactice, proiectanți, personal de exploatare a instalațiilor frigorifice de acest tip. Ecranul de prezentare a programului este prezentat în figura 7.23.

Prin utilizarea programului pot să fie efectuate calculele pentru patru tipuri de spații frigorifice:

1. - Tunel, sau cameră de refrigerare (TR);
2. - Depozit pentru produse refrigerate (DR);
3. - Tunel, sau cameră de congelare (TC);
4. - Depozit pentru produse congelate (DC).

Pentru aceste tipuri de spații, deservite de instalații pentru răcire, sau menținere a temperaturilor scăzute, pot să existe patru tipuri de necesar de frig:

1. - Pătrunderi de căldură prin pereții izolați (Q_1);
2. - Necesarul de frig tehnologic (Q_2);
3. - Necesarul de frig pentru ventilare (Q_3);
4. - Necesarul de frig pentru exploatare (Q_4).

```

DEPOZIT : Program pentru calculul necesarului de frig
          al unui spatiu frigorific

Autor: dr.ing. Mugur BALAN
      Str. Padurii nr. 12, ap. 9; 3400 Cluj-Napoca 6, ROMANIA
      Tel: (+) 40-64.12.05.74
      E-mail: gabi@licj.soroscj.ro

      Universitatea Tehnica din Cluj-Napoca; Facultatea de Mecanica
      Catedra de Termotehnica, Masini si Echipamente Termice
      B-dul Muncii 103-105; 3400 Cluj-Napoca: ROMANIA
      Tel: (+) 40-64.41.50.51; Fax: (+) 40-64.41.50.54
      E-mail: balan@tempus.east.utcluj.ro

Versiunea 1.0 ; Copyright: 1997 - Licenta ...

```

Fig. 7.23 Ecranul de prezentare a programului DEPOZIT

Pătrunderile de căldură prin pereți apar pentru toate tipurile de spații frigorifice menționate, datorită diferenței de temperatură dintre interiorul și exteriorul spațiului frigorific.

Frigul tehnologic reprezintă căldura care trebuie extrasă din produse, pentru a fi aduse la temperatura de păstrare dorită, prin refrigerare sau congelare și apare doar în cazul tunelurilor, respectiv camerelor de refrigerare sau congelare și în cazul depozitelor de produse refrigerate, dacă produsele degajă căldură prin reacții biochimice (respirație).

Frigul necesar ventilării, apare numai la depozitele pentru produse refrigerate, care sunt ventilate cu aer proaspăt, iar acesta trebuie adus de la parametrii aerului exterior, la cei ai aerului din interiorul depozitului.

Frigul necesar exploataării, reprezintă căldura pătrunsă în toate tipurile de spații răcite, datorită activităților umane desfășurate în acestea, închiderii și deschiderii ușilor, prezenței motoarelor electrice de acționare a ventilatoarelor, etc.

Programul de calcul *DEPOZIT*, poate să fie utilizat pentru a efectua automat calculul necesarului de frig atât pentru un spațiu frigorific individual, cât și pentru un antrepozit, sau ansamblu de spații răcite, situație în care se va executa separat programul pentru fiecare spațiu în parte, după care se pot centraliza și interpreta rezultatele obținute, în contextul ansamblului.

Utilizat împreună cu programele de calcul *FRIGO STAR*, sau *FRIG M*, elaborate tot la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, programul *DEPOZIT*, poate reprezenta un instrument eficient pentru întocmirea foarte rapidă a unei oferte tehnice de echipamente, sau instalații frigorifice care să deservească diferite depozite frigorifice. Timpul de lucru necesar unei asemenea operații, se reduce de la mai multe zile, sau chiar săptămâni, la câteva minute, sau cel mult ore, în funcție de complexitatea depozitului.

Cu ajutorul programului, se pot efectua și studii de influență a unor parametri asupra necesarului de frig, în vederea optimizării de exemplu a organizării, a modului de dispunere, a celui de încărcare, a dimensiunilor spațiilor frigorifice, sau în diverse alte scopuri.

Pentru a reduce cât mai mult numărul și calitatea datelor de intrare necesare executării programului, o serie de mărimi au fost adoptate la valori medii sau acoperitoare, recomandate în literatura de specialitate.

În consecință, datele de intrare necesare executării programului, sunt în ordinea solicitată de acesta, următoarele:

- *Tipul spațiului răcit*: TR, DR, TC, DC, așa cum se observă în figura 7.24.

```

PROGRAM PENTRU CALCULUL NECESARULUI DE FRIG

DATE DE INTRARE:

TIPUL SPATIULUI RACIT:

Pot exista urmatoarele categorii de spatii racite:

1: Tunel de refrigerare
2: Depozit pentru produse refrigerate
3: Tunel de congelare
4: Depozit pentru produse congelate

Introduceti numarul categoriei spatiului racit : 1

```

Fig. 7.24. Tipurile de spații răcite care pot fi alese

- *Tipul spațiului exterior* pentru fiecare perete în parte: exteriorul, coridor care comunică direct cu exteriorul, coridor care nu comunica direct cu exteriorul, pod, subsol, sol, sau alt spațiu răcit. Pereții sunt denumiți în program, după poziție și orientarea față de punctele cardinale, prin prima literă, după cum urmează: Nord, Sud, Est, Vest, Tavan, Podea. În figura 7.25 se exemplifică modul în care sunt solicitate aceste date.

```

PROGRAM PENTRU CALCULUL NECESARULUI DE FRIG

DATE DE INTRARE:

TIPUL SPATIULUI EXTERIOR PENTRU FIECARE PERETE:

Pot exista urmatoarele categorii de spatii exterioare:

1: Exterior
2: Coridor care comunica direct cu exteriorul
3: Coridor care nu comunica direct cu exteriorul
4: Pod
5: Subsol
6: Sol
7: Spatiu racit

Introduceti numarul categoriei spatiului exterior - N : 1

```

Fig. 7.25 Tipurile de spații exterioare posibile

- *Dimensiunile exterioare ale depozitului:* lungime, lățime și înălțime, [m].
- *Temperaturi:* exterioară (a mediului ambiant) și interioară, [°C].
- *Categoria și tipul produsului.* Produsele sunt grupate în cinci categorii și pentru fiecare din acestea există mai multe tipuri de produse: carne (porc, vită, oaie, păsări, dezosată, subproduse), pește (slab, gras, fileu), ouă (în coajă, sau melanj), lactate (lapte, unt, unt topit, smântână, iaurt, sana, chefir), sau fructe (cireșe, vișine, caise, struguri, piersici, prune, pere timpurii, pere târzii, mere timpurii, mere târzii, căpșuni, zmeură, mure, lămâi, portocale, grapefruit, banane verzi, banane coapte). Un exemplu pentru modul în care se introduc aceste date și anume fructele, este prezentat în figura 7.26.
- *Cantitatea de produse,* [kg/24h].
- *Durata procesului de răcire:* refrigerare / congelare, [h].
- *Temperaturile produselor:* inițială și finală [°C].


```

PROGRAM PENTRU CALCULUL NECESARULUI DE FRIG

TIPUL PRODUSULUI:

1: Cirese / Uisine
2: Caise
3: Struguri
4: Piersici
5: Prune
6: Pere timpurii
7: Pere tarzii
8: Mere timpurii
9: Mere tarzii
10: Capsuni
11: Zmeura
12: Mure
13: Lamai
14: Portocale
15: Grapefruit
16: Banane verzi
17: Banane coapte

Introduceti numarul produsului :

```

14

Fig. 7.26 Tipuri posibile de produse (fructe)

Unele dintre datele de intrare prezentate, sunt solicitate de program, indiferent de tipul spațiului frigorific pentru care se efectuează calculele, de exemplu temperaturile mediului exterior, sau temperatura din interior, iar alte date sunt solicitate numai pentru anumite tipuri de spații frigorifice, de exemplu temperaturile inițială și finală ale produselor sunt solicitate de program, numai dacă se calculează tuneluri sau camere de refrigerare, respectiv congelare, situații în care produsele trebuie răcite.

Cu ajutorul acestor date de intrare și cu ajutorul mărimilor care au fost adoptate din literatura de specialitate, poate să fie calculat necesarul de frig.

Programul calculează următoarele mărimi:

Pătrunderile de căldură prin pereți (Q_1):

Relația de calcul utilizată pentru fiecare perete este:

$$Q_1 = kA\Delta t \cdot 24 \cdot 3,6 \left[\frac{\text{kJ}}{24\text{h}} \right] \quad (7.1)$$

unde:

- Δt [$^{\circ}\text{C}$], este diferența de temperatură dintre spațiile exterior și interior față de peretele respectiv. Pentru determinarea acestei mărimi, programul pornește calculul de la temperatura interioară și cea exterioară și efectuează corecții care țin seama de o serie de aspecte între care tipul spațiului exterior, prezența sau absența radiației solare, în funcție de orientarea pereților față de punctele cardinale și altele, corecții care sunt însă "transparente", sau "invizibile", nesensibile, pentru utilizatorul programului.

- k [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$], este coeficientul global de transfer termic prin peretele izolat termic. Această mărime este calculată prin interpolare față de valorile recomandate în literatură, în funcție de diferența de temperatură Δt . La construcția izolației termice, va trebui să se asigure aceste valori ale coeficientului global de transfer termic, prin alegerea adecvată a materialului și grosimii izolației.

- A [m^2], este suprafața peretelui.

Programul calculează și afișează atât pătrunderea de căldură prin fiecare din cei șase pereți, cât și suma acestor pătrunderi de căldură.

Se mai afișează tabelar, pentru fiecare perete, dimensiunile, suprafața, diferența de temperatură, coeficientul global de transfer termic și densitatea de flux de căldură $q = k\Delta t$ [W/m^2]. Un exemplu de afișare a acestor rezultate este prezentat în figura 7.27.

REZULTATELE CALCULULUI NECESARULUI DE FRIG							
TIPUL SPATIULUI RACIT: Tunel (camera) de refrigerare							
PATRUNDERILE DE CALDURA PRIN PERETI							
	L [m]	l [m]	A [mp]	Dt [C]	k [W/mp/K]	q [W/mp]	q1 [kJ/24h]
N	4.0	3.0	12.0	40.0	0.31	12.40	12856.32
S	4.0	3.0	12.0	16.0	0.60	9.57	9920.10
E	5.0	3.0	15.0	48.0	0.31	14.88	19284.48
U	5.0	3.0	15.0	48.0	0.31	14.88	19284.48
T	5.0	4.0	20.0	58.0	0.17	10.00	17280.00
P	5.0	4.0	20.0	15.0	0.61	9.15	15811.20
Patrunderea totala de caldura prin pereti :						94436.58 [kJ/24h]	

Fig. 7.27. Pătrunderile de căldură prin pereți

Necesarul de frig tehnologic (Q_2):

Pentru cele două situații în care apare această mărime, se utilizează relații de calcul asemănătoare ca formă.

La refrigerare:

$$Q_2 = cm [(h_{in} - h_{fin}) + q_v \Delta m_r] \frac{24}{\tau} \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (7.2)$$

La congelare:

$$Q_2 = cm [(h_{in} - h_{fin}) + q_{vs} \Delta m_c] \frac{24}{\tau} \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (7.3)$$

unde:

- m [kg], este cantitatea de produse răcite.
- h_{in} , h_{fin} [kJ/kg], sunt căldurile specifice ale produsului respectiv, la temperatura inițială de introducere în spațiul răcit, respectiv la temperatura finală atinsă la sfârșitul răcirii. Cele două mărimi se calculează prin interpolare, în funcție de temperatură, pe baza datelor existente în literatură.
- Δm_r , Δm_c [%], sunt pierderile de greutate prin deshidratare, la refrigerare, respectiv congelare.
- q_v , q_{vs} [kJ/kg], sunt căldurile de vaporizare, respectiv de vaporizare și sublimare ale apei degajate din produse, ca urmare a deshidratării, în timpul răcirii.
- τ [h], este durata procesului de răcire.
- c [-], este un coeficient de neuniformitate a sarcinii termice, mai ridicată la începutul răcirii. A fost aleasă o valoare medie, recomandată în literatură.

În cazul depozitelor pentru produse refrigerate vii, care degajă căldură prin respirație, necesarul de frig tehnologic este:

$$Q_2 = m q_{\text{respir}} \left[\frac{\text{kJ}}{24\text{h}} \right] \quad (7.4)$$

unde:

- m [kg], este cantitatea de produse depozitate.
- q_{respir} [kJ/kg/24h], este căldura specifică degajată prin respirație de unitatea de cantitate de produs.

Necesarul de frig pentru ventilare (Q_3):

În cazul depozitelor pentru produse refrigerate, care necesită ventilarea cu aer proaspăt, necesarul de frig pentru aducerea aerului de la parametrii mediului exterior la cei din interiorul spațiului răcit se calculează prin:

$$Q_3 = n_s \rho_i V (h_{\text{ex}} - h_i) \left[\frac{\text{kJ}}{24\text{h}} \right] \quad (7.5)$$

unde: - n_s [-], este numărul de schimburi de aer proaspăt în 24h, recomandat în literatură pentru fiecare produs în parte.

- ρ_i [kg/m³], este densitatea aerului umed din interiorul depozitului, la umiditatea relativă a aerului recomandată pentru fiecare produs.

- h_{ex}, h_i [kJ/kg], sunt entalpiile specifice ale aerului umed la parametrii mediului exterior, respectiv din interiorul depozitului.

Pentru calculul proprietăților termodinamice ale aerului umed, în funcție de temperatură și de umiditatea relativă a fost scris un subprogram independent, primul de acest tip realizat în România. Acesta poate fi utilizat în aplicații de climatizarea și condiționarea aerului, care implică și utilizarea frigului artificial. Dezvoltarea unui asemenea program va constitui o prioritate ulterioară a autorului.

Necesarul de frig pentru exploatare (Q_4):

Se consideră că această mărime reprezintă 40% din căldura pătrunsă prin pereți, aceasta fiind valoarea maximă recomandată de literatura de specialitate.

După efectuarea calculelor și prezentarea rezultatelor, pentru cele patru categorii de necesar de frig, programul centralizează rezultatele și le reafixează în mod sintetic, în finalul execuției. Un exemplu de rezultate centralizate este redat în figura 7.28.

REZULTATELE CALCULULUI NECESARULUI DE FRIG	
TIPUL SPATIULUI RACIT: Tunel (camera) de refrigerare	
CENTRALIZAREA NECESARULUI DE FRIG	
Patrunderile de caldura prin pereti :	94436.58 kJ/24h
:	1.09 kW
Necesarul de frig tehnologic :	383400.00 kJ/24h
:	4.44 kW
Necesarul de frig pentru ventilare :	0.00 kJ/24h
:	0.00 kW
Necesarul de frig pentru exploatare :	37774.63 kJ/24h
:	0.44 kW
Necesarul total de frig :	515611.22 kJ/24h
Puterea frigorifica totala :	5.97 kW

Fig. 7.28 Modul de centralizare a necesarului de frig

Din prezentarea efectuată se constată că programul *DEPOZIT*, este primul de acest tip, proiectat și realizat integral în România, fiind comparabil cu alte programe asemănătoare existente pe piața produselor informatice pentru tehnica frigului.

Programul a fost conceput pornind de la dorința de a *reduce la minim, numărul datelor de intrare* necesare, mărind astfel gradul de generalitate și aplicabilitatea programului. În consecință, rezultatele obținute au un caracter orientativ, putând servi la fundamentarea extrem de rapidă a unei oferte tehnico-economice de instalație, care să deservească depozitul în discuție, pe baza unor informații ușor de furnizat, chiar dacă beneficiarii depozitului și ai respectivei instalații, nu au cunoștințe de tehnica frigului. *Eventualele situațiile specifice*, în afara recomandărilor general valabile din literatura de specialitate, vor fi ulterior analizate de specialiștii în domeniu, dar estimările autorului sunt că modificările necesarului de frig, pe care le vor aduce aceste evaluări ale situațiilor particulare, nu vor fi de natură să modifice esențial structura sau componența instalației propuse în oferta elaborată inițial cu ajutorul programului *DEPOZIT*.

Programul efectuează calculele pentru o singură incintă frigorifică, dar este conceput astfel încât să poată fi utilizat și pentru situații mai complexe, în care depozitul să conțină mai multe spații răcite, de mai multe tipuri, inclusiv coridoare sau birouri, care s-ar putea învecina cu unele din aceste spații. În asemenea situații, programul va fi executat de mai multe ori, câte o dată pentru fiecare spațiu răcit, alegând corespunzător tipul de spațiu cu care se învecinează fiecare perete al respectivului spațiu. În final, utilizând rezultatele fiecărei execuții, poate fi stabilit necesarul de frig al întregului depozit și poate fi ales tipul instalației, sau al instalațiilor care vor deservi în paralel depozitul.

Calculul necesarului de frig trebuie să fie urmat întotdeauna de calculul termic al ciclului frigorific pentru instalația propusă. Acesta se poate efectua cu ajutorul produselor informatice *FRIGO STAR*, sau *FRIG M*, realizate în acest scop de autor, programe prezentate la conferințe științifice naționale sau internaționale, unde au fost de fiecare dată bine apreciate.

```

REZULTATELE CALCULULUI NECESARULUI DE FRIG

TIPUL AGENTULUI FRIGORIFIC:

Pot exista urmatoarele tipuri de agenti frigorifici:

1: R12
2: R134a
3: R22
4: NH3 - R717

Introduceti numarul agentului frigorific :      2

```

Fig. 7.29 Alegerea agentului frigorific pentru calculul ciclului

În figura 7.29 se prezintă modul în care se poate alege unul din cei patru agenți frigorifici pentru care ulterior unul din programele menționate să calculeze ciclul frigorific.

7.4 Instruire de tip multimedia. Răcirea în condiționarea aerului

La Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca este utilizat un program de instruire în tehnica frigului de tip multimedia, în limba franceză. Acest CD-ROM educațional a fost achiziționat în cadrul unui proiect de modernizare a învățământului tehnic superior în domeniul termic, prin instruire asistată de calculator. Programul este realizat de către companiile canadiene CMA Chalifour Marcotte & Associés și Perfectimm.

Programul este astfel conceput încât nu necesită cunoștințe prealabile în acest domeniu, având avantajul că poate fi exploatat de fiecare utilizator în ritmul propriu de asimilare a cunoștințelor și este structurat în trei părți importante, care sunt descrise sintetic în continuare.

Introducerea prezintă modalitățile de exploatare a programului, semnificația butoanelor, a săgeților și modul de organizare a cursului, fiind un gen de manual de utilizare a CD-ROM-ului.

Cursul teoretic este divizat la rândul lui în 9 părți: Agenții frigorifici, fenomenul de fierbere, fenomenul de condensare, vaporizarea și condensarea la temperatură constantă, supraîncălzirea, subrăcirea, relația de legătură dintre presiune și temperatură, ciclul frigorific și prezentarea grafică a ciclului frigorific.

Cursul practic are și acesta două diviziuni. Prima obține permite alegerea sistemului frigorific pentru care se doresc informații, iar a doua opțiune permite pentru oricare din cele trei sisteme frigorifice disponibile și pentru agentul frigorific dorit, alegerea tipului de explicații (funcționare, reglaj, întreținere, diagnoză sau eficiență energetică) pentru fiecare componentă în parte (sistemul în ansamblu, compresor, condensator, detentor și vaporizator).

Programul conține imagini animate sau filme, ambele însoțite de explicații, care permit înțelegerea tuturor proceselor care se produc în instalațiile frigorifice, precum și a funcționării în ansamblu a instalațiilor frigorifice, a rolului acestora, sau chiar a posibilităților de automatizare și optimizare a acestor instalații.

7.5 Programul FRIGODEP

Acest program pentru instruire în tehnica Frigului este realizat de firma Kotzaoglanian SARL din Franța și a fost achiziționat cu licență de către Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca.

Programul nu necesită cunoștințe speciale de informatică sau de utilizarea calculatoarelor și este util în vederea formării deprinderilor practice de diagnoză și depanare a instalațiilor frigorifice de puteri mici și medii, funcționând cu două tipuri de compresoare, ermetice și semiermetice.

În principiu, programul adresează întrebări și afișează variante posibile de răspunsuri, dintre care trebuie ales cel corect. După alegerea răspunsului de către utilizator, programul oferă explicații, menționând dacă răspunsul este corect sau nu și de ce. De fiecare dată se indică și pagina din manual la care se găsesc explicațiile complete privind întrebarea respectivă.

Unele întrebări se referă de exemplu la modul în care se montează, se reglează sau se depanează diversele componente ale circuitelor frigorifice.

Programul conține și întrebări de diagnoză a funcționării instalațiilor. Unul din aceste tipuri de întrebări constă în prezentarea unui set de parametri funcționali ai instalației, de regulă presiuni și temperaturi, care permit identificarea problemelor funcționale ale instalației respective, dacă este cazul.

O altă situație de diagnoză des întâlnită constă în alegerea tipului de defecțiune, pe baza tendințelor pe care le prezintă presiunile de vaporizare și condensare, respectiv gradul de supraîncălzire în vaporizator și subrăcire în condensator, față de situația normală.

În ansamblul său programul conține peste 300 de situații de diagnoză și depanare și poate fi parcurs de studenți de mai multe ori până când se asimilează și se fixează bine cunoștințele. Utilizarea programului poate să compenseze lipsa unei dotări tehnico-materiale de vârf, care să permită simularea în condiții reale a acestor situații anormale de funcționare.

8. TERMINOLOGIE UTILIZATĂ ÎN TEHNICA FRIGULUI

Comitetul European al Constructorilor de Material Frigorific (CECOMAF) – care cuprinde unsprezece asociații profesionale naționale reprezentative, ale constructorilor de material frigorific din Europa – a definit foarte precis principalele denumiri ale elementelor utilizate în instalațiile frigorifice.

Aceste definiții sunt foarte importante, pentru că permit tuturor tehnicienilor din această profesie, să vorbească un limbaj comun. În continuare sunt prezentate cele mai importante definiții.

Absorbitor: Element din partea de joasă presiune a unei mașini frigorifice prin absorbție, în care vaporii de agent frigorific sunt absorbiți de soluția săracă, cu degajare de căldură.

Agent frigorific: Fluid circulând în interiorul unei mașini frigorifice, care absoarbe căldură la temperatură scăzută pentru a o evacua la temperatură mai înaltă.

Agent purtător de frig (agent intermediar): Fluid utilizat pentru transferul căldurii produselor sau mediului de răcit, către mașina frigorifică.

Antrepozit frigorific: Ansamblu de mai multe camere reci, sau de o singură cameră rece de mari dimensiuni și servicii anexe, grupate într-o singură clădire.

Aparat de răcire a apei recirculate: Aparat destinat răcirii apei care este încălzită în condensator.

Cameră cu atmosferă controlată: Cameră rece concepută și echipată pentru depozitare într-o atmosferă a cărei compoziție este diferită de cea a aerului.

Cameră de prerăcire: Cameră rece concepută pentru răcirea rapidă a produselor înainte de expediere, sau înaintea depozitării.

Cameră frigorifică pentru depozitare: Cameră rece pentru temperaturi de păstrare sub 0°C, concepută pentru recepționarea și depozitarea produselor deja răcite până în apropierea temperaturii de depozitare a acestora.

Cameră pentru produse congelate: Cameră rece pentru păstrarea produselor congelate în prealabil și a căror temperatură este inferioară punctului de congelare a produselor.

Cameră rece demontabilă: Cameră rece, fabricată în uzină, construită în întregime sau din bucăți, asamblată pe șantier, demontabilă și remontabilă după transport.

Cameră rece: Cameră menținută la o temperatură inferioară temperaturii ambiante.

Compresor alternativ: Compresor volumetric presupunând unul sau mai multe pistoane având o deplasare liniară și alternativă în sensuri opuse, în interiorul cilindrilor.

Compresor axial: Turbocompresor în care agentul comprimat se deplasează, în ansamblul său, în rotoare cu palete, după o direcție paralelă cu axa de rotație.

Compresor bi-etajat (în două trepte): Compresor alternativ în care comprimarea agentului frigorific se realizează în două trepte, în unul sau mai mulți cilindri pe treaptă.

Compresor centrifugal: Turbocompresor în care agentul comprimat se deplasează, în ansamblul său, în rotoare cu palete, după o direcție perpendiculară pe axa de rotație.

Compresor cu cruce: Compresor alternativ în care pistonul este solidar cu tija pistonului, extremitatea tijei pistonului și piciorul bielei fiind articulate într-o cruce culisantă.

Compresor cu piston plonjor: Compresor alternativ în care piciorul bielei este articulat direct de piston prin intermediul bolțului de piston.

Compresor cu piston uscat: Compresor alternativ în care pistonul presupune în general segmenti speciali cu frecare redusă sau un labirint, care nu au nevoie de ulei de ungere.

Compresor cu șurub: Compresor rotativ în care comprimarea se obține prin angrenarea a două rotoare elicoidale.

Compresor deschis: Compresor frigorific în care arborele sau orice altă parte în mișcare, iese în exterior din carterul etanș al compresorului.

Compresor frigorific: Mașină pentru comprimarea și refularea agentului frigorific în stare de vapori sau gazoasă, printr-un procedeu mecanic.

Compresor monoetajat (într-o treaptă): Compresor în care agentul frigorific în toți cilindrii este comprimat de la aceeași presiune de aspirație până la aceeași presiune de refulare.

Compresor multietajat (în mai multe trepte): Compresor în care comprimarea agentului frigorific între presiunea de aspirație și de refulare se efectuează în mai multe trepte, fiecare presiune intermediară corespunzând presiunii de refulare dintr-o treaptă și presiunii de aspirație în treapta următoare.

Compresor volumetric: Compresor în care agentul frigorific este aspirat printr-o mărire a volumului unei camere de comprimare și comprimat printr-o micșorare a acestui volum, iar apoi este refulat într-o conductă.

Condensator atmosferic: Condensator în care apa de răcire este stropită pe țevile cu agent frigorific, în aer liber.

Condensator cu aer: Condensator în care aerul este utilizat ca agent de răcire.

Condensator cu apă: Condensator în care apa este utilizată ca agent de răcire.

Condensator cu evaporare forțată: Condensator cu stropirea apei și circulație forțată a aerului, în care căldura este preluată în principal prin evaporarea apei.

Condensator multitubular cu manta (calandru): Condensator realizat dintr-un fascicul de țevi fixate la cele două extremități în plăci tubulare și închis într-o manta, prevăzut cu una sau două calote, sau neînchis; unul din cele două fluide circulă prin țevi, iar celălalt prin spațiul dintre țevi și manta.

Condensator: Schimbător de căldură în care vaporii de agent frigorific se lichefiază cedând căldură unui agent de răcire.

Congelator comercial cu dispozitiv de congelare prin aspersiune: Congelator comercial presupunând un dispozitiv auxiliar de congelare prin aspersiune cu ajutorul unui gaz lichefiat, cu temperatură de fierbere scăzută.

Congelator cu etajere: Congelator în care produsele sunt plasate pe etajere constituite din elemente răcitoare.

Congelator cu plăci: Congelator în care produsele sunt congelate prin contact cu plăci plane metalice, răcite.

Congelator: Aparat destinat congelării produselor perisabile.

Conservator pentru produse congelate: Incintă izolată având interiorul răcit de o mașină frigorifică și posedând unul sau mai multe compartimente dintre care cel puțin unul este destinat conservării produselor alimentare congelate la o temperatură de cel puțin -18°C .

Deflegmator: Coloană de separare mică în mașinile frigorifice prin absorbție, între generatorul de vaporii și condensator.

Deshidratare (pentru agenți frigorifici): Aparat amplasat într-o mașină frigorifică cu vaporii condensabili, destinat reducerii conținutului de apă din agentul frigorific.

Detentor cu presiune constantă (detentor automat): Detentor care comandă în mod automat debitul de agent frigorific ce intră în vaporizator, astfel încât presiunea după detentor să se mențină sensibil constantă.

Detentor cu tub capilar: Regulator pentru debitul agentului frigorific dintr-o mașină frigorifică cu vaporii condensabili, constituit dintr-un tub de diametru redus.

Detentor manual: Detentor cu comandă manuală.

Detentor presostatic cu presiune limitată: Detentor termostatic pentru care presiunea de funcționare este limitată în scopul evitării unei creșteri a presiunii de aspirație peste o limită predeterminată.

Detentor termostatic: Detentor care reglează debitul de agent frigorific lichid care intră în vaporizator, în funcție de supraîncălzirea vaporilor aspirați la ieșirea din vaporizator.

Detentor: Regulator de debit de agent frigorific într-o mașină frigorifică cu vaporii condensabili, prin care se efectuează destinderea (detenta) agentului frigorific lichid și reglajul debitului acestuia.

Dulap răcit cu sticlă: Frigider comercial având cel puțin un perete din sticlă.

Filtru (pentru agenți frigorifici): Aparat destinat reținerii impurităților solide din agentul frigorific, într-o mașină frigorifică.

Frigider comercial: Frigider cu un volum și amenajări specifice particulare destinate utilizării comerciale, echipat cu un sistem frigorific autonom încorporat sau cu un grup compresor-condensator separat.

Frigider: Incintă izolată concepută și prezentată sub forma unui dulap al cărui interior este răcit, echipat cu o mașină frigorifică și posedând unul sau mai multe compartimente, dintre care cel puțin unul este menținut la o temperatură peste 0°C .

Generator de vaporii: Element din partea de înaltă presiune a unei mașini frigorifice prin absorbție, în care vaporii de agent frigorific se degajă prin încălzirea soluției bogate.

Grup compresor: Ansamblu cuprinzând un compresor frigorific, motorul său de antrenare și accesoriile, preasamblate în uzină pe un șasiu comun.

Grup compresor-condensator: Grup pentru lichefierea vaporilor de agent frigorific de joasă presiune, incluzând compresorul frigorific, motorul de antrenare, condensatorul și accesoriile, preasamblate în uzină.

Higrostat: Întrerupător comandat de o variație a umidității.

Instalație de congelare: Instalație concepută pentru congelarea produselor.

Instalație frigorifică: Ansamblu de elemente ale uneia sau mai multor mașini frigorifice și toate aparatele, mașinile, accesoriile, fluidele și tubulaturile necesare funcționării acestora, ca și distribuirii și utilizării frigului.

Limitator de presiune de aspirație: Presostat care comandă oprirea compresorului atunci când presiunea de aspirație coboară până la valoarea punctului de întrerupere; repunerea în funcțiune nu poate fi efectuată decât manual și numai dacă presiunea a crescut cel puțin până la valoarea reglată pentru recuperare.

Limitator de presiune: Presostat care închide sau deschide un circuit atunci când valoarea prereglată a presiunii este depășită și care nu poate fi rearmat decât manual, cu condiția ca presiunea să fi atins din nou o valoare normală.

Mașină frigorifică funcționând cu vapori condensabili: Mașină frigorifică în care agentul frigorific este vaporizat în timp ce absoarbe căldură și lichefiază în timp ce căldura este evacuată.

Mașină frigorifică pentru răcire și încălzire: Mașină frigorifică utilizată pentru preluarea de căldură la temperatură mai scăzută, iar după inversarea ciclului este utilizată pentru furnizarea de căldură unui corp cu temperatură mai ridicată.

Mașină frigorifică prin absorbție: Mașină frigorifică funcționând cu vapori condensabili, în care vaporii de agent frigorific sunt absorbiți de un agent absorbant solid sau lichid, din care sunt eliberați ulterior prin încălzire, la o presiune parțială mai ridicată.

Mașină frigorifică prin comprimare: Mașină frigorifică funcționând cu vapori condensabili, în care comprimarea agentului frigorific este obținută cu compresoare volumetrice sau turbocompresoare.

Mașini frigorifice pentru răcire: Mașini frigorifice utilizate pentru preluarea de căldură la temperatură mai scăzută decât a mediului ambiant.

Mașini frigorifice: Categorie de mașini termice care consumând energie, au ca scop preluarea de căldură de la corpuri având temperatură scăzută și cedarea acesteia altor corpuri cu temperatură mai ridicată.

Materiale auxiliare pentru instalațiile frigorifice: Materiale lichide și solide care sunt necesare instalării, funcționării și exploatării mașinilor și instalațiilor frigorifice.

Materiale barieră de vapori: Materiale utilizate pentru realizarea unui ecran de etanșare pentru vaporii de apă, pe sau în pereții camerelor izolate.

Materiale izolante: Materiale caracterizate printr-o slabă conductivitate termică și utilizate pentru izolații termice.

Mobilă congelator: Incintă izolată a cărei interior este răcit de o mașină frigorifică încorporată și posedând unul sau mai multe compartimente dintre care cel puțin unul este utilizabil pentru congelarea produselor proaspete.

Mobilă frigorifică pentru vânzare: Mobilă frigorifică destinată prezentării în vederea vânzării a produselor refrigerate sau congelate.

Mobilă frigorifică: Incintă deplasabilă, închisă sau deschisă, destinată conservării produselor refrigerate sau congelate, sau congelării produselor și a cărei răcire este asigurată de o mașină frigorifică total sau parțial încorporată.

Mobilă pentru prezentarea produselor refrigerate pe mai multe etajere: Mobilă pentru vânzarea produselor răcite, în care produsele sunt dispuse pe mai multe etajere suprapuse, accesibile numai prin față.

Mobilă răcită de tip insulă: Mobilă pentru vânzarea produselor răcite, de tip cuțar, în care produsele expuse spre vânzare sunt accesibile din toate părțile.

Mobilier frigorific pentru servirea de către personal: Mobilă pentru vânzarea produselor refrigerate în care produsele sunt separate de client prin geamuri sau o suprastructură cu geamuri și accesibilă numai pe partea dinspre vânzător.

Motocompresor ermetic: Motocompresor cu carter etanș la agentul frigorific, nedemontabil, conținând rotorul și bobinajul motorului electric, fără a presupune părți mobile ieșind din carter.

Motocompresor semiermetic (motocompresor ermetic accesibil): Motocompresor cu carter etanș la agentul frigorific, cu garnituri, care permite demontarea nedistructivă, cuprinzând rotorul și bobinajul motorului, fără a presupune părți mobile ieșind din carter.

Motocompresor: Compresor frigorific al cărui motor electric este încorporat într-un carter comun, sau este fixat prin bride pe carterul compresorului.

Pompă de agent frigorific lichid: Pompă pentru antrenarea în circulație a agentului frigorific lichid.

Pompă de căldură: Mașină frigorifică utilizată pentru furnizarea de căldură unui corp cu temperatură mai ridicată.

Precompresor: Compresor frigorific destinat ridicării presiunii unui agent frigorific până la presiunea de aspirație a unui alt compresor.

Presostat de înaltă presiune: Presostat care comandă oprirea compresorului atunci când presiunea atinge valoarea prereglată pentru întrerupere și îl repune automat în stare de funcțiune atunci când presiunea coboară până la valoarea corespunzătoare punctului de repornire.

Presostat de joasă presiune: Presostat care comandă oprirea compresorului atunci când presiunea de aspirație coboară până atinge valoarea prereglată pentru întrerupere și îl repune automat în stare de funcțiune atunci când presiunea crește din nou până la valoarea corespunzătoare punctului de repornire.

Presostat diferențial: Presostat comandat de variația unei diferențe de presiune.

Presostat: Întrerupător comandat de o variație a presiunii.

Răcitor de aer: Schimbător de căldură destinat răcirii aerului care îl traversează, fie prin vaporizarea fluidului frigorific, fie prin circulația unui agent purtător de frig.

Răcitor pentru apă: Răcitor pentru lichide destinat răcirii în continuu a apei.

Răcitor pentru lichide: Sistem frigorific autonom, conceput pentru răcirea unui lichid.

Răcitor secundar: Schimbător de căldură în care este circulat un agent purtător de frig pentru răcire.

Rectificator: Element al unei mașini frigorifice prin absorbție în care vaporii de agent frigorific proveniți din generator, înainte de condensare, sunt debarasați de absorbantul antrenat.

Regulator de debit de agent frigorific: Dispozitiv dintr-o mașină frigorifică care reglează fluxul de agent frigorific.

Regulator pentru presiunea de condensare: Regulator automatic pentru debitul de agent frigorific, în mașini frigorifice cu vaporii condensabili, care împiedică scăderea presiunii de condensare sub o anumită valoare fixată.

Regulator pentru presiunea de vaporizare: Regulator automatic pentru debitul de agent frigorific, amplasat pe conducta de aspirație a unei mașini frigorifice cu vaporii condensabili, care face imposibilă creșterea presiunii de aspirație peste o anumită valoare fixată.

Rezervor de lichid: Capacitate amplasată în zona de înaltă presiune a instalațiilor frigorifice cu vaporii condensabili, destinată să constituie o rezervă de agent frigorific lichid.

Robinet (de reglaj) de înaltă presiune cu flotor: Regulator de debit pentru agentul frigorific, comandat de variația nivelului de lichid pe partea de înaltă presiune și care nu lasă să treacă spre partea de joasă presiune, decât agent frigorific lichid.

Robinet (de reglaj) de joasă presiune cu flotor: Regulator de debit pentru agentul frigorific, care menține constant față de flotor nivelul de lichid, pe partea de joasă presiune.

Robinet automatic pentru debit de apă: Robinet automatic comandat de presiunea de condensare, sau de temperatura apei, care reglează debitul de apă care traversează un condensator.

Saramură: Soluție sărată utilizată ca agent purtător de frig.

Schimbător lichid-vapori: Schimbător de căldură în care agentul frigorific lichid este subrăcit de vaporii proveniți din vaporizator.

Separator de lichid: Rezervor amplasat pe conducta de aspirație a unei mașini frigorifice cu vaporii condensabili, pentru evitarea antrenării de agent frigorific lichid în compresor.

Separator de ulei: Dispozitiv al unei mașini frigorifice cu comprimare, pentru separarea uleiului de vaporii de agent frigorific.

Sistem frigorific autonom: Sistem frigorific incluzând dispozitivul său de antrenare sau de încălzire și accesoriile, condensatorul încorporat sau prevăzut pentru instalare la distanță, ansamblul fiind montat în uzină, transportabil și pregătit pentru racordare.

Supapă de evacuare (descărcare): Supapă care evacuează în atmosferă atunci când presiunea din amonte față de supapă depășește o anumită valoare fixată.

Supapă de siguranță de înaltă presiune: Supapă de siguranță comandată de presiune, care se deschide atunci când presiunea depășește o anumită valoare fixată.

Supapă de siguranță diferențială: Supapă comandată de presiune, care se deschide atunci când presiunea dintre două puncte depășește o anumită valoare fixată.

Termostat: Întreprător comandat de o variație a temperaturii.

Turbocompresor: Compresor în care agentul frigorific este comprimat în curgere continuă, printr-o transformare dinamică a energiei, cu ajutorul unui (unor) rotor(oare) cu palete, a unui sistem fix de palete directoare și a unui (unor) difuzor(oare).

Vaporizator cu detentă uscată: Vaporizator în care agentul frigorific curge într-o singură direcție de la intrarea spre ieșirea din vaporizator și vaporizează complet pe durata parcursului.

Vaporizator cu plăci: Vaporizator realizat fie din două plăci între care sunt constituite canale pentru circulația agentului frigorific, fie dintr-un ansamblu de tuburi sudate pe o placă sau prinse între două plăci.

Vaporizator înecat: Vaporizator în care numai o parte din agentul frigorific în circulație pe suprafața de schimb de căldură vaporizează ; restul agentului lichid este separat de vaporii și rămâne în vaporizator.

Vaporizator multitubular cu manta (calandru): Vaporizator realizat dintr-un fascicul de țevi fixate la cele două extremități în plăci tubulare și închis într-o manta, prevăzut cu una sau două calote, sau neînchis; unul din cele două fluide circulă prin țevi, iar celălalt prin spațiul dintre țevi și manta.

Vaporizator: Schimbător de căldură în care agentul frigorific lichid vaporizează pe seama căldurii extrase de la substanța de răcit.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **Aradau,D., Costiuc,L.** "Ciclul mașinii frigorifice într-o treaptă cu R134a" Conferința națională de termotehnica ediția a III-a, București (1993), pp. 367-370.
- [2] **Ataer,O.E., Gogus,Y.** "Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system" Int. J. Refrig. (1991), Vol. 14, March, pp. 86-92.
- [3] **Baehr,H.D.,** Kältechnik, 17, nr. 5, (1965), pp. 143.
- [4] **Barret,M.** "La modélisation thermodynamique des fluides frigorigènes" Revue Générale du Froid 12, dec. (1989) pp. 690-695.
- [5] **Balan,M.** "Complemente de proces calcul și construcție a instalațiilor frigorifice. Modelarea ciclurilor frigorifice", At. de multiplicare al UT Cluj-Napoca, 1997.
- [6] **Balan,M., Madarasan,T.** "Software for Thermal Calculus and Teaching of Refrigerating Cycles", Proceedings of the IASTED International Conference Modeling and Simulation, Colombo, Sri Lanka, July 26-28, (1995), ISBN: 0-88986-222-2, pp. 68-71.
- [7] **Balan,M., Madarasan,T., Mrenes,M.** "Asupra calculului termic al unor cicluri frigorifice cu freoni în două trepte de comprimare". Conferința Națională de Termotehnică ediția a V-a, Cluj-Napoca 26-27 mai (1995), vol. II, pp. 381-388.
- [8] **Balan,M., Madarasan,T.** "Pedagogical software for the study of the refrigerating cycles" Meeting of International Institute of Refrigeration, Commissions B1, B2, E1, E2. Research, Design and Construction of Refrigeration and Air Conditioning Equipments in Eastern European Countries, Bucharest, Romania, September 10-13, (1996), ISBN: 2 903 633-89-4, pp. 374-379.
- [9] **Bernier,J.** "La réserve de liquide haute pression. Pourquoi? Quand? Combien?" Revue Pratique du froid et du Conditionnement d'air nr. 732, 25 juin (1991), pp. 104-107.
- [10] **Breidert,H.J.** "Calcul des chambres froides" PYC Edition, Paris 1998.
- [11] **Casari,R., Marchio,D.** "L'enseignement du conditionnement d'air assiste par ordinateur familiarise aux nouvelles techniques de conception et d'exploitation des installations" Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1416-1420.
- [12] **Chan,C.Y., Haselden,G.G.** "Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 1: Basic equations" Int. J. Refrig. (1981), Vol. 4, No. 1, January, pp. 7-12.
- [13] **Chan,C.Y., Haselden,G.G.** "Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 2: Program listings" Int. J. Refrig. (1981), Vol. 4, No. 2, March, pp. 52-60.
- [14] **Chan,C.Y., Haselden,G.G.** "Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 3: Use of the program in the computation of standard refrigeration cycles" Int. J. Refrig. (1981), Vol. 4, No. 3, May, pp. 131-134.
- [15] **Chapom,C., Mondot,M.** "Water loop heat pump system modelling" Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1476-1480.

- [16] **Chiriac, F.** "Instalații frigorifice", Ed. Didactică și Pedagogică, București 1981.
- [17] **Cleland, A.C.** "Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties" *Int. J. Refrig.* (1986), No. 9, pp. 346-351.
- [18] **Cleland, A.C.** "A rapid empirical method for estimation of energy savings resulting from refrigeration plant alterations" *Refrig. Sci. Technol.* (1988), No. 3, pp. 215-221.
- [19] **Cleland, A.C.** "Food refrigeration processes: analysis, design and simulation" Elsevier Science Publishers, London, (1990), pp. 191-231.
- [20] **Cleland, A.C.** "Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a" *Int. J. Refrig.* (1994), Vol. 17, No. 4, pp. 245-249.
- [21] **Colding, L., Holst, J., Danig, P.O., Thuesen, S.E.** "Dynamic model of refrigerating systems using air cooled condensers" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1208-1212.
- [22] **Conde, M.R., Suter, P.** "HPDesign - A computer program for simulation of domestic heat pumps" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1448-1453.
- [23] **Conde, M.R., Suter, P.** "The simulation of direct expansion evaporator coils for air-source heat pumps" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1459-1464.
- [24] **Darrow, J.B., Lovatt, S.J., Cleland, A.C.** "Assessment of a simple mathematical model for predicting the transient behaviour of a refrigeration system" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1189-1192.
- [25] **deRossi, F., Mastrullo, R., Mazzei, P.** "Exergetic and thermodynamic comparison of R12 and R134a as vapour compression refrigeration working fluids" *Int. J. Refrig.* (1993), Vol. 16, No. 3, pp. 156-160.
- [26] **Domanski, P.A., McLinden, M.O.** "A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures" *Int. J. Refrig.* (1992), Vol. 15, No. 2, pp. 81-88.
- [27] **Escanes, F., Perez-Segarra, C.D., Oliva, A.** "Numerical simulation of capillary-tube expansion devices" *Int. J. Refrig.* (1995), Vol. 18, No. 2, pp. 113-122.
- [28] **Fikiin, K.A., Fikiin, A.G.** "Modèle numérique du refroidissement de matières alimentaires et d'autres corps solides de forme géométrique variée" *Int. J. Refrig.* (1989), Vol. 12, July, pp. 224-231.
- [29] **Finer, S.I., Cleland, A.C., Lovatt, S.J.** "Simple mathematical model for predicting the transient behaviour of an ice-bank system" *Int. J. Refrig.* (1993), Vol. 16, No. 5, pp. 312-320.
- [30] **Goodwin, A.R.H., Defibaugh, D.R., Weber, L.A.** "The vapor pressure of 1, 1, 1, 2-Tetrafluoroethane (R134a) and Chlorodifluoromethane (R22)" *Int. J. Thermophysics*, (1992) Vol. 13, No. 5, pp. 837-857.
- [31] **Guallar, J.** "Curso sobre aire acondicionado" Universidad de Zaragoza, (1996).
- [32] **Hafner, J., Gaspersic, B.** "Simplified model of closed piston compressor" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1265-1268.
- [33] **Hara, T., Shibayama, M., Kogure, H., Ishiyama, A.** "Computer simulation of cooling capacity for a domestic refrigerator-freezer" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1193-1197.
- [34] **Henrion, M., Feidt, M.** "Comportement en régime transitoire de divers type d'échangeurs de chaleur; modélisation et conséquences" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1260-1264.
- [35] **Herbas, T.B., Dalvi, E.A., Parise, J.A.R.** "Heat recovery from refrigeration plants: Meeting load and temperature requirements" *Int. J. Refrig.* (1990), Vol. 13, July, pp. 264-269.

- [36] **Huber,M.L., Ely,J.F.**, "An equation of state formulation of the thermodynamic properties of R134a (1, 1, 1, 2-tetrafluorethane)" Int. J. Refrig. (1992), Vol. 15, No. 6, pp. 393-400.
- [37] **James,S.J., Bailey,C.** "Process design data for beef chilling" Int. J. Refrig. (1989), Vol. 12, January, pp. 42-49.
- [38] **Jung,D.S., Radermacher,R.** "Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants" Int. J. Refrig. (1991), Vol. 14, July, pp. 223-232.
- [39] **Jung,D.S., Radermacher,R.** "Performance simulation of a two-evaporator refrigerators charged with pure and mixed refrigerants" Int. J. Refrig. (1991), Vol. 14, September, pp. 254-263.
- [40] **Kabelac,S.** "A simple set of equations of state for process calculations and its application to R134a and R152a" Int. J. Refrig. (1991), Vol. 14, July, pp. 217-222.
- [41] **Khan,S.H., Zubair,S.M.** "Thermodynamic analyses of the CFC-12 and HFC-134a refrigeration cycles" Energy, (1993), Vol. 18, No. 7, pp. 717-726.
- [42] **Kotzaoglanian,B.** "Manuel du depeneur" Kotzaoglanian SARL, 1998.
- [43] **Kuijpers,L., Miner,S.M.** "The CFC issue and the CFC forum at the 1989 Purdue IIR conference" Int. J. Refrig. (1989), Vol. 12, May, pp. 118-124.
- [44] **Lavrenchenko,G.K., Ruvinskij,G.Y., Iljushenko,S.V., Kanaev,V.V.** "Thermo physical properties of refrigerant R134a" Int. J. Refrig. (1992), Vol. 15, No. 6, pp. 386-392.
- [45] **MacArthur,J.W.** "Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation" Int. J. Refrig. (1984), Vol. 7, No. 2, March, pp. 123-132.
- [46] **MacArthur,J.W.** "Analytical representation of the transient energy interactions in vapor compression heat pumps"; ASHRAE Transactions, (1984), Vol. 90, No. 1-B, pp. 982-996.
- [47] **MacArthur,J.W., Grald,E.W.** "Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data"; ASHRAE Transactions, (1987), Vol. 93, Pt. 2, pp. 1159-1178.
- [48] **Manole,D.M., Lage,J.L.** "Thermodynamic optimization method of a triple effect absorption system with wasted heat recovery" Int. J. Heat and Mass Transfer, (1995) Vol. 38, No. 4, pp. 655-663.
- [49] **Martin,J.J., You,Y.C.** "Development of an equation of state for gases" AiChe J. (1955) nr. 1, pp. 142-151.
- [50] **Madarasan,T., Balan,M.** "Termodinamica tehnică" Ed. Sincron, Cluj-Napoca, 1999.
- [51] **Madarasan,T., Balan,M.** "Program for Teaching and Computer Aided Analysis of the Working Cycles of One-Step Refrigerating Plants with R12 in Permanent Regime", Modern Training Methods in Engineering International Symposium Cluj-Napoca (1993), pp. 39-43.
- [52] **Madarasan,T., Balan,M.** "Program pentru analiza asistată de calculator a ciclurilor instalațiilor frigorifice". Conferința Națională de Termotehnică ediția a III-a, București 28-29 mai (1993), vol. II, pp. 358-361.
- [53] **Madarasan,T., Balan,M.** "Set de programe pentru calculul termic al instalațiilor frigorifice și reprezentarea proceselor de lucru în diagrame termodinamice", Termotehnică și mașini termice - 45 de ani de învățământ superior la Galați, Galați (1993), pp. 90-97.
- [54] **Madarasan,T., Balan,M.** "FRIG-M. Produs informatic pentru calculul termic și predarea asistată de calculator a ciclurilor de funcționare ale instalațiilor frigorifice. Precizie și performanțe". Rev. Termotehnica an II, nr. 1/(1994), pp. 17-67.
- [55] **Madarasan,T., Balan,M.** "FRIG-M. Produs informatic pentru calculul termic și predarea asistată de calculator a ciclurilor de funcționare ale instalațiilor frigorifice. Organizare și rezultate". Rev. Termotehnica an II, nr. 1/(1994), pp. 90-126.
- [56] **Madarasan,T., Balan,M., Balan,G.** "Cu privire la optimizarea calculului termic al ciclurilor frigorifice cu comprimare mecanică de vapori". Conferința Națională de Termotehnică ediția a IV-a, Timișoara 3-4 iunie (1994), vol. IV, pp. 58-63.

- [57] **Miyara,A., Koyama,S., Fujii,T.** "Performance evaluation of a heat pump cycle using NARMs by a simulation with equations of heat transfer and pressure drop" *Int. J. Refrig.*, (1993), Vol. 16, No. 3, pp. 161-168.
- [58] **Morrison,G., McLinden,M.O.** "Azeotropy in refrigerant mixtures" *Int. J. Refrig.* (1993), Vol. 16, No. 2, pp. 129-137.
- [59] **Morsy, T.E.** "Extended Benedict-Webb-Rubin equation of state, application to eight fluorine compounds" *J. Chem. Data* (1970) nr. 15, pp. 256-265.
- [60] **Moujaes,S.F.** "Cyclic simulation of a model describing heat transfer from a ground-coupled water source heat pump, considering transient effects on both soil and water sides" *Int. J. Refrig.* (1990), Vol. 13, September, pp. 330-335.
- [61] **Mulapi,W., Pilatte,A., Jadot,R.** "Algorithmes simples pour l'évaluation rapide des propriétés des mélanges binaires de fluides frigorigènes" *Int. J. Refrig.* (1990), Vol. 13, November pp. 364-370.
- [62] **Murphy,W.E., Goldschmidt,V.W.** "Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - modeling of start-up transients" *ASHRAE Transactions*, (1985), Vol. 91, pp. 427-444.
- [63] **Murphy,W.E., Goldschmidt,V.W.** "Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - modeling of shutdown transients" *ASHRAE Transactions*, (1986), Vol. 92, pp. 186-202.
- [64] **Noack,H., Seidel.** "Pratique des installations frigorifiques", PYC Edition, Paris 1991.
- [65] **Nyers,J., Stoyan,G.** "A dynamical model adequate for controlling the evaporator of a heat pump" *Int. J. Refrig.* (1994), Vol. 17, No. 2, pp. 101-108.
- [66] **Pop,M.G, Leca,A. s.a.** "Îndrumar. Tabele, nomograme și formule termodinamice" vol I-III, ET București (1987).
- [67] **Porneala,S.** "Stabilirea cu ajutorul calculatorului electronic a condițiilor optime de funcționare a instalațiilor frigorifice cu freon 12" *Rev. Chim.* 27, nr 2, (1976), pp. 140-146.
- [68] **Porneala, S. s.a** "Tehnologia utilizării frigului artificial" Univ. Galați (1986).
- [69] **Porneala, S.** "Procese în instalații frigorifice. Culegere de probleme" Univ. Galați (1989).
- [70] **Porneală,S., Porneală,D.** "Instalații frigorifice și climatizări în industria alimentară. Teorie și aplicații numerice" Ed. Alma, Galați, 1997.
- [71] **Radcenco,V. s.a.** "Procese în instalații frigorifice" EDP București (1983).
- [72] **Radcenco, V. s.a.** "Instalații de pompe de căldură" ET București (1985).
- [73] **Radcenco,V., Grigoriu,M., Duicu,T., Dobrovicescu,A.** "Instalații frigorifice și criogenie - Probleme și aplicații". Ed. T., București (1987).
- [74] **Rane,M.V., Amrane,K., Radermacher,R.** "Performance enhancement of a two-stage vapour compression heat pump with solution circuits by eliminating the rectifier" *Int. J. Refrig.*, (1993), Vol. 16, No. 4, pp. 247-257.
- [75] **Rane,M.V., Radermacher,R.** "Feasibility study of a two-stage vapour compression heat pump with ammonia-water solution circuits: experimental results" *Int. J. Refrig.*, (1993), Vol. 16, No. 4, pp. 258-264.
- [76] **Rapin,P., Jacquard,P.** "Formulaire du froid" 11 édition, Ed. Dunod, Paris 1999.
- [77] **Rajendran,N., Pate,M.B.** "A computer model of the startup transients in a vapor-compression refrigeration system" I.I.F.-I.I.R.- Commissions B1, B2, E1, E2 - Purdue (U.S.A.) - (1986)/1 pp. 201-213.
- [78] **Raznjevic,K.** "Tabele și diagrame termodinamice" București ET (1978).
- [79] **Rogers,S., Tree,D.R.** "Algebraic modelling of components and computer simulation of refrigerator steady state operation" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1225-1230.
- [80] **Rooke,S., Goldschmidt,V.W.** "Modeling the transient behavior of heat pump systems: considerations for control" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1465-1470.

- [81] **Serge,S.** "SEF: Un système expert pour le froid" *Revue Générale du Froid*, 5, juin (1991), pp. 49-53.
- [82] **Setlacec,V., Zaharia,C.** "Mașini, utilaje si instalații din industria alimentară" EDP, București, 1978.
- [83] **Sherif,S.A., Raju,S.P., Padki,M.M., Chan,A.B.** "A semi-empirical transient method for modelling frost formation on a flat plate" *Int. J. Refrig.* (1993), Vol. 16, No. 5, pp. 321-329.
- [84] **Stamatescu,C.** "Tehnica frigului" vol 1. ET București (1972).
- [85] **Stamatescu,C. s.a.** "Tehnica frigului" vol 2. Calculul si construcția mașinilor si instalațiilor frigorifice industriale. ET București (1979).
- [86] **Sugalski,A., Jung,D.S., Radermacher,R.** "Quasi-transient simulation of domestic refrigerators" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1244-1248.
- [87] **Svensson,C.** "On-line steady-state optimizing control of continuous processes. Application to a heat pump" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1471-1475.
- [88] **Tamatsu,T., Sato,H., Watanabe,K.** "An equation of state for 1, 1-difluorethane (HFC 152a)" *Int. J. Refrig.* (1993), Vol. 16, No. 5, pp. 347-352.
- [89] **Vargas,J.V.C., Parise,J.A.R.** "Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control" *Int. J. Refrig.*, (1995), Vol. 18, No. 4, pp. 235-243.
- [90] **Vidmar,V., Gaspersic,B.** "Dynamic simulation of domestic refrigerators with refrigerants R12 and R134a" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1250-1254.
- [91] **Votsis,P.P., Tassou,S.A., Wilson,D.R., Marquand,C.J.** "Dynamic characteristics of an air-to-water heat-pump system" *Int. J. Refrig* (1992), Vol15, No. 2, pp. 89-94.
- [92] **Wang,H., Touber,S.** "Saving energy with better capacity control systems" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1218-1224.
- [93] **Wenxue,H., Kraft,H.** "A mathematical model of an evaporator based on the step exciting method" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1213-1217.
- [94] **Wojtas,K., Maczec,K.** "Simplified dynamic response characteristics for compressor refrigerating-heat pumping unit" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1203-1207.
- [95] **Xiuling,Y., Youhong,C., Deling,X., Yian,G., Xing,L.** "A computer simulation and experimental investigation of the working process of a domestic refrigerator" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1198-1202.
- [96] **Yan,Q., Wang,X.L.,** "Studies on the behaviour of a capillary tube in a small refrigeration system" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1255-1259.
- [97] **Yuan,Q.S., Blaise,J.C., Duminil,M.** "Modélisation d'une pompe a chaleur industrielle" *Int. J. Refrig.*, (1989), Vol. 12, March, pp. 77-87.
- [98] *** "Physical property data: Klea 134a: S. I. Units" ICI Chemicals and Polymers Ltd., Cheshire, United Kingdom (1992).
- [99] *** "Thermodynamic properties of HFC-134a refrigerant (1, 1, 1, 2-tetrafluorethane). S. I. Units" Du Pont.